
密 级 _____
学 号 _____

毕 业 设 计（论 文）

球罐检测机器人行走机构设计

院（系、部）： 机械工程学院
姓 名： _____
年 级： _____
专 业： 过程装备与控制工程
指导教师： _____
教师职称： 副 教 授

2010 年 6 月 6 日 • 北京

北京石油化工学院

毕业设计（论文）任务书

学院(系、部) 机械工程学院 专业 过程装备与控制工程 班级 063

学生姓名 指导教师/职称 /副教授

1. 毕业设计（论文）题目

球罐检测机器人行走机构设计

2. 任务起止日期: 2010 年 3 月 1 日 至 2010 年 6 月 14 日

3. 毕业设计（论文）的主要内容与要求（含原始数据及应提交的成果）

（含课题简介、任务与要求、预期培养目标、原始数据及应提交的成果）

球形容器作为贮存介质的压力容器，大量应用在工业、国防和民用生活中，是石油化学工业中贮存和运输石油气体、液体及液化气体的主要压力容器；也广泛用于原料、中间产品及成品的贮存。但由于球罐储存的多是易燃和有毒介质，所以它的安全运行尤为重要。除了设计、安装质量和按规程操作外，定期检验是确保球罐安全运行的有效手段。人工无损检验费工费时，开发设计适于球罐的无损检测机器人非常必要，能大大提高检测效率。

本论文主要对球罐检测机器人的行走机构进行设计，包括磁轮的设计计算及行走机构其它零件的设计计算。通过本课题的研究，培养学生查询收集文献资料和外文翻译的能力，写出一篇论文综述，翻译一定数量的外文资料；培养学生利用计算机绘图的能力，最终使学生学会独立思考分析问题和解决问题的能力。

预期培养目标：通过一学期完成毕业设计论文的过程，得到一篇有学术价值的论文，以便今后应用于生产实际。

原始数据：行走速度 8.3~20mm/s、车体长 645mm，宽为 384mm。

提交成果：文献综述、外文资料的翻译文稿（含原文）、毕业设计说明书、装配图、零件图。

4. 主要参考文献

《机械制图》国家标准,《机械设计手册》及相关文献。

5. 进度计划及指导安排

- 1~3 周 (3.1~3.21) 查阅中、英文文献资料,撰写文献综述及开题报告;
4~5 周 (3.22~4.4) 翻译 2 万字符的外文专业资料,准备开题答辩;
6~7 周 (4.5~4.18) 磁轮设计计算;
8~9 周 (4.19~5.2) 行走机构主要组成件的结构设计计算说明;
10~11 周 (5.10~5.16) 计算机绘制行走机构装配图;
12~13 周 (5.17~5.23) 计算机绘制行走机构零件图;
14~16 周 (5.24~5.30) 计算结果分析,撰写并修改毕业设计说明书;
17 周 (5.31~6.13) 评阅论文和说明书;
18~19 周 (6.28~7.11) 进行毕业设计答辩。

任务书审定日期 2010 年 3 月 2 日 系(教研室)主任(签字) _____

任务书批准日期 2010 年 3 月 3 日 教学院(系、部)院长(签字) _____

任务书下达日期 2010 年 3 月 5 日 指导教师(签字) _____

计划完成任务日期 2010 年 6 月 6 日 学生(签字) _____

摘 要

球罐广泛应用于石油化工领域，主要用来储存石油气体、液体，由于球罐所储存的多是易燃有毒介质，所以要求表面质量很高，要想安全运行就要对其进行定期检测。为了使检测更加方便可行，开发设计了适于球罐的无损检测机器人。本文主要对球罐检测机器人行走机构进行了设计，该行走机构采用磁轮吸附在球罐表面上，实现了无导轨全位置自动行走，减少了轨道的辅助工序，大大缩短了检测时间，提高了工作效率。为了使该行走机构稳定可靠，特别采用双排四轮转动结构，由电动机带动齿轮，使磁轮小车在球罐上自由行走。本文的主要任务是对机器人行走机构进行具体的结构设计，包括磁轮的设计计算及行走机构其它零件的设计计算，另外校核主要零部件的强度、选择电动机及减速器、画出行走机构的零件图及装配图。

通过计算校核，本次设计研制的球罐检测机器人行走机构工作稳定可靠，达到了设计要求。本文的研究具有很好的工程应用前景。

关键词: 球罐，检测，机器人，行走机构

Abstract

Spherical tank is widely used in the petrochemical industry , mainly used to store petroleum gas and liquid . Because of the tank is stored flammable toxic multi-media that requires high surface quality . If insure it runs security that we must do regular testing for it . In order to make detection more feasible and convenient , we will design a robot which is used in non-destructive testing spherical tank . In this paper , we will design the walking part of the testing robot for spherical tank . Which uses magnetic wheel travel agencies in the sphere surface adsorption , achieving all-position auto-free rail travel , which not only reducing the supporting processes of orbit , but also greatly reducing the detection time , and improving the efficiency . To make the walking mechanism is stable and reliable , which is particular used double-wheel rotation for the structure , the structure is driven by the motor gear , so the magnetic wheel car can walk free on the spherical tank . The main task of this article is to design the structure of walking part for robot , Including design the magnetic wheel and other parts . Another part is checking the intensity of the main components , selecting motor and reducer , and plotting of the travel agencies for part and assembly drawing .

Through the calculation of the design , walking part of the testing robot for spherical tank that work is stable and reliable , and meet the design requirements . This research has very good engineering application prospect .

Keywords: spherical tank , detection , robot , vehicle dolly

目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 选题背景.....	1
1.2 研究意义.....	1
1.3 工业机器人的研究现状.....	2
1.3.1 国外机器人的发展状况.....	2
1.3.2 国内爬壁机器人行走机构的研究现状.....	4
1.4 研究目标、内容及步骤.....	4
1.4.1 论文的研究目标.....	7
1.4.2 论文研究的内容及步骤.....	7
第二章 球罐检测机器人系统总体研究.....	9
2.1 球罐检测机器人系统总体设计思路.....	9
2.2 球罐检测机器人控制系统组成及作用.....	10
2.2.1 控制系统的组成.....	10
2.2.2 控制系统各部分作用.....	10
2.3 行走小车车架及传动部分分析.....	11
第三章 球罐检测机器人行走机构研究.....	12
3.1 行走机构的分析.....	12
3.1.1 技术难点与方案分析.....	12
3.1.2 柔性磁轮式行走结构组成与工作原理.....	13
3.2 行走机构的选择.....	14
3.2.1 吸附功能和移动功能.....	14
3.2.2 磁轮结构和材料设计.....	16
3.3 行走方式的选择.....	17
3.4 磁轮式行走机构主要设计参数设计计算.....	17
3.4.1 车体尺寸参数.....	17
3.4.2 电机和减速器的选择.....	17
3.5 磁轮机构的计算.....	20
第四章 传动机构的计算与校核.....	22

4.1 齿轮的设计计算与校核.....	22
4.1.1 选定齿轮类型, 精度等级, 材料和齿数.....	22
4.1.2 按齿面接触强度设计.....	22
4.1.3 按齿根弯曲强度设计.....	27
4.1.4 几何尺寸的计算.....	29
4.2 齿轮键的设计计算与校核.....	31
4.2.1 小齿轮的键的设计计算与校核.....	31
4.2.2 大齿轮的键的设计计算与校核.....	32
第五章 检测小车姿态调整机构设计	34
5.1 探测头横向摆动机构.....	34
5.1.1 传动方案设计.....	34
5.1.2 计算等效转矩、初选电机.....	35
5.2 探测头纵向调整机构设计.....	38
5.2.1 滚珠丝杠的选择.....	38
5.2.2 滚珠丝杠副的选用及其计算.....	39
5.2.3 电机设计计算.....	43
第六章 技术经济分析报告	49
6.1 经济效益分析.....	49
6.2 前景分析.....	49
第七章 总结与展望	50
7.1 总结.....	50
7.2 展望.....	50
参考文献.....	51
致谢.....	53
声明.....	54

第一章 绪 论

1.1 选题背景

在科技水平与技术水平不断发展的今天,球罐在石油、化工、工业等领域中一直得到广泛的应用^[1],是石油化学工业中贮存和运输石油气体、液体及液化气体的主要压力容器,球形容器作为贮存介质的压力容器,开始于20世纪30年代末,它具有节省材料、结构简单、造价低,投资小等优点^[2]。像这样的压力容器总是承受着高温、低温、易燃易爆、剧毒或腐蚀介质的高压力,在生产中对球罐内外表面质量要求是比较高的,所以在加工和使用过程中需要精确检测,以便及时了解球罐内外表面的质量、缺陷等,确保它的安全稳定运行。

现代检测技术已经有了突破性的发展,用于球罐的检测方法也有很多,最常用的方法有以下几种。磁粉探伤法:可以有效地检测铁磁性材料表面和近表面裂纹,但对于其他材料的检测会受到一定的限制;着色探伤法:能有效检测非多孔性材料开口性裂纹,但用于球罐大面积检测时一种很不经济的方法;超声波探伤法:能够灵敏地检测裂纹类面积状缺陷,周期短成本低;射线探伤法:能比较直观地对缺陷定性和定量,底片长期保存;声发射检测:可以显示检测结果,并对数据进行分析 and 储存以及判定缺陷^[3]。

球罐容器对人们来说是很难介入的,人工检测不仅困难而且难度很大,为了更加方便可靠地堆球罐进行检验,在实验研究过程中人们开始用机器人来进行球罐检测^[4]。应用机器人进行检测不仅提高了检测质量,而且大大减少了工作量。在操作人员的控制下球罐检测机器人可以自由的在球罐内外运行,并且安全可靠的将检测数据传输给操作人员,我们就会很容易的发现球罐内外的一些质量缺陷问题,但是考虑到球罐是球形容器,所以想要机器人安全自如的在球罐上行走却是很困难的。所以我们要进一步研究怎样设计机器人的行走机构,才能使机器人准确无误的进行。这一研究成果将会给我们带来很大的方便,因此研制代替人工进行检测的机器人将会成为新一代技术的发展趋势。

1.2 研究意义

在压力容器中,以球罐的应用最为广泛,特别是近年来在各个行业中,球罐的数量日益增多。由于化工装置的大型化,球罐的容积和压力逐渐增大,为了确保球罐在工作中可以安全的运行,就要对其做一些检测^[5]。各种无损检测技术在压力容器的制造和在役定期检验中得到广泛应用,无损检测即以不损害被检测对象为前提,对其各种性能进行检测,对于球罐这样的化工容器来说,采用遥控或自动方式的检测机器人是行之有效的方法^[6]。

球罐检测机器人的优点如下^[7]:

(1) 构造精良, 成像清晰, 自动化程度较高。对球罐进行检测的机器人系统并不是很复杂, 但是各个机制的构造要求都很精良。机器人内的相机像素很高, 因此机器人检测到的信息通过远程传输输出的图像就会很清晰, 使人们对球罐的一些质量等问题就会看得很清楚。由于机器人具有自动控制系统, 因此操作人员可以通过计算机对其进行远程控制, 使其运行完全自动化。

(2) 互换性好, 适应性强, 可随时记录图像。无论外界环境如何, 机器人一般不会受到干扰, 一样会准确的检测到信息。并且在机器人内设有相机, 在检测过程中可以随时记录所检测到得图像, 以便人们随时观察。

(3) 检测方便快捷, 提高了检测质量。机器人的质量不会很大, 用它来进行检测使检测变的很方便, 并且缩短了检测时间。误差降低了, 检测到得信息就会很准确, 提高了检测质量。

(4) 代替人工工作, 提高了劳动效率。用机器人来代替传统的人工检测, 不仅降低了劳动力, 节省了人力工作, 还大大提高了劳动效率, 可以在短时间内完成全部检测工作。

1.3 工业机器人的研究现状

1.3.1 国外机器人的发展状况

“机器人”的发展源远流长。中世纪以来, 很多中外研究人员就开始致力于各种机器人的研究。近代第一台机器人的发明者是美国人G. 戴伏尔 (G. DEVOL), 他于1954年研制成了世界上第一台可程序机器人, 其具有记忆功能, 能实现示教再现编程方式, 实行点到点的控制。1960年联合控制公司买下了他的专利, 成立了UNIMATION公司, 生产了第一批商用工业机器人, 称为UNIMATE。不久, H. 约翰逊等人为美国机床铸造公司设计出另一种可程序的工业机器人, 称为VERSATRAN。这是世界上最早、最有名的, 至今仍在应用的两种机器人^[8]。1970年, 日本川崎公司试制出UNIMATE 机器人, 与此同时日本有80 多个厂家竞相研制机器人, 形成日本机器人发展第一次高潮。目前有300 多个厂生产机器人, 其中年产千台以上的有10 个厂, 形成以应用为前提的日本工业机器人发展新高潮^[9]。



图1-1 机器人UNIMATE在生产线上

日本学者福田敏男、细贝英夫在1986 年研制了可以通过“L”无圆弧过渡的管内移动机器人。该机器人行走机构分别由头部和本体两部分组成，头部和本体可相对回转。当机器人在直管内行走时，本体上的电动机M1 通过减速装置带动本体上的驱动轮转动，使机器人沿直管行走。当通过90 度弯管时，电动机M2 驱动头部做姿态调整，同时驱动头部履带，引导机器人通过弯管。该机器人的技术指标为：适应管径：50mm；行走速度：8.1mm / S；转弯性能：可以通过90 度直角弯管；机器人重量为：240g；机器人长度：76mm。

美国公司研制的智能爬行器系列：MagSteer 是一个智能爬行系统，它能出色的检测有保温层或无保温层或无保温层管道内部及外部缺陷。通过计算机远程控制，爬行器可以自动爬行在有保温层或无保温层的管道上。MagSteer 可以装配橡胶轮子来检测有保温层或非磁性材料的管道，也可以装配强磁性的轮子检测无保温层的管道。

图1.2所示为日本三菱重工研制的磁吸附轮式爬壁机器人，自重40kg，其安装于机器人腹部的两组永磁铁能够保证机器人可靠地吸附于钢质表面，用于壁面检测、清洁和喷漆等作业。已经研制的轮式爬壁机器人还有其它多种型号，轮式爬壁机器人运动速度快，但适于在简单壁面进行作业^[10]。



图1-2 三菱爬壁机器人

国际机器人协调委员会预测,到1990年,美国将拥有3万多台机器人,英国2万多台,联邦德国1万2千多台,瑞士5千多台,芬兰3千多台。美国有人认为个预测是保守的,密西根大学预测1990年美国将有10—15万台工业机器人。日本专家认为:“到本世纪末,任何一个国家如果不拥有一定数量和质量的机器人就不具备为进行国际竞争所必需的工业基础。”有人预言:到本世纪末机器人产业将成为继汽车工业、电子计算机工业后的又一大产业^[11]。

1.3.2 国内机器人壁面行走机构的研究现状

随着我国现代化经济的迅速发展,球罐等一些存储容器也在广泛应用,为了更方便有效地工作,国内开始进行了机器人的研究工作,尤其是对壁面机器人的研究。机器人的行走机构尤为总要,经过多年的努力,研究人员已经研制出避免机器人的几种行走机构,并广泛应用于石油化工等领域。由于在球罐表面进行工作很难,所以采用磁力使机器人吸附在球罐表面进行工作,因此研究人员开始了对磁吸式行走机构的研究。

(一) 磁吸式行走机构

磁吸式行走机构包括左右两组磁轮、主板、十字链轴式联接机构与直流电机驱动。前三者构成了一个柔性磁吸式轮系机构,其各个磁轮在X、Y方向上有一定自由度,能保证磁轮与球罐表面紧密接触,磁力稳定、可靠。左右两个电动机驱动,可实现在球馆表面爬行,可以拐弯、前进、后退。车速可调。

(1) 轮式行走机构^[12]

轮式行走机构靠磁轮吸附在壁面上,其采用横跨式车体结构,传感器、跟踪执行机构及焊枪位于车体左右来两侧行走之间,从而使整个结构受力均匀;车体左右两侧与主板为

铰链链接，能调节角度；整个车体结构用的都是刚制零部件和铝合金材料；四个轮子增加了吸力，使车体更加稳定。机器人如下图所示。

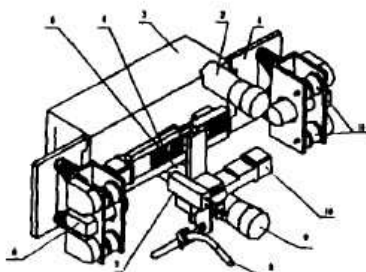


图 1-3 无导轨全位置多层坪自动跟踪焊接机器人

行走机构的构成图如下所示。

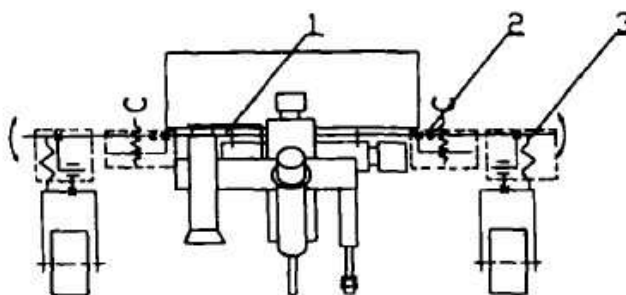


图 1-4 磁吸式行走机构简图

1——行走机构车体主板 2——磁轮角度调节机构 3——柔性机构

行走机构的主要特点：

a: 采用行车式结构

车体左右各有一对磁轮，每对磁轮各由直流电动机通过二级蜗轮蜗杆减速器驱动。通过调节左右磁轮的相对速度可以使焊机在球罐表面直走或拐弯，这样焊机可以灵活地在球罐上焊接纵缝、环缝及其它空间位置焊缝。

b: 采用磁轮角度调节机构与柔性机构

在球罐直径不同时，在球罐外侧焊接时或内侧焊接时等各种情况下，通过机构2调节磁

轮角度，就可保证磁轮与球维表面接触良好，吸力可靠。机构3使磁轮机构有一定的弹性，从而有一定的适应工作表面突起不平等障碍的能力。

c: 行走机构车体主板是焊机其它各部分的载体

此机构与机器人其它部件的连结关系为：行走机构的车体主板1与前CCD传感器固定连接，同时与焊枪调整执行机构、焊枪高度跟踪传感器以及焊枪摆动机构等装t通过底座固定连接。

(2) 履带式行走机构^[13]

履带式行走机构是应用磁性履带将机器人吸附在工件便面进行工作，永磁体吸附、履带式行走机构，其吸附安全性好，耐腐蚀，不会因为控制部件出现故障而发生脱离的危险，另外无需外部功能，结构简单、运动可靠。路带式移动其着地面积大，吸附力大，并且对壁面的弯曲度、不平度及台阶均有较强的适应能力。其整体结构图如下所示。

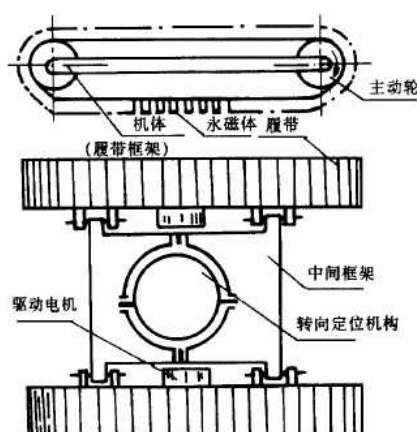


图1-5 爬壁机器人总体框图

吸附材料一般采用具有较强剩磁的硬磁材料。目前使用的永磁材料种类较多，主要有铝镍钴、硬磁铁氧体、稀土钴、钕铁硼等，从永磁材料吸力、磁场稳定性、材料机械特性以及经济性能等多方面比较，选择其中一种材料作为吸附体材料。

(二) 真空吸附式行走机构^[14]

多子真空吸附、足式移动的方案，其吸附性好，结构简单，由于吸盘采用列吸盘组，有效吸附面积大，吸附力大，对壁面的不平度、弯曲度、空隙都有较强的适应能力。结构简图如下所示。

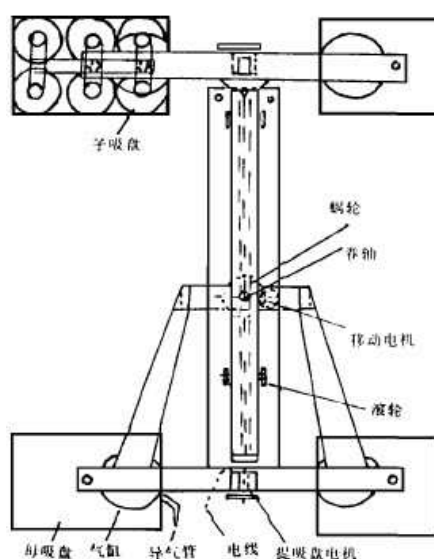


图1-6 爬壁机器人结构图

真空吸附式机器人的原理及运动过程：利用其脚(吸盘)与接触物之间存在的内外压差使其能吸附在接触物的表面，当脚与接触物接触时，上下脚吸附。若机器人向上行动，则下脚吸附，上脚(吸盘)与大气相通，使其脱离壁面，同时躯体向上伸出，至上脚不能伸出为止。接着上脚开始吸住墙壁，使其能基本独立承受其重力。接下来，下脚与大气相通，再由躯体动力系统使下肢向下运动，至运动原态，并吸住壁面，循环上述爬行过程。

1.4 研究目标、内容及步骤

1.4.1 论文研究的目标

- (1) 通过选择和计算保证球罐检测机器人行走机构各部分组成满足工作要求。
- (2) 使行走小车的车架和传动机构能够保证小车正常行走，以保检测过程持续进行。
- (3) 使夹持机构稳定合理，保证检测过程的顺利进行。
- (4) 以磁轮为主的柔性磁轮行走机构，通过磁轮设计方案的分析，摆脱了导轨的约束，解决了自动行走的问题，使之具有自动实时跟踪检测等功能的检测设备。

1.4.2 论文研究的内容及步骤

- (1) 对球罐检测机器人行走机构进行分析选择，选择合适的行走机构。

- (2) 对球罐检测机器人行走机构的组成及工作原理进行分析设计。
- (3) 对行走小车的车架，传动机构以及夹持机构部分进行选择分析。
- (4) 对磁轮设计方案分析，包括吸附方式选择、移动方式选择、磁轮结构设计以及磁轮机构装配工艺研究计算。
- (5) 进行电机和减速器的选择，一般包括选择电动机的类型、电动机的功率，额定转矩及减速器的减速比等，以保证球罐检测机器人的稳定工作。
- (6) 设计计算齿轮传动机构，使球罐检测机器人工作平稳。
- (7) 对所设计的零件进行校核，分析是否符合设计要求。

第二章：球罐检测机器人系统总体研究

用于储存气体或液化气体的球罐，在石油化工、冶金、城市液化石油气等行业的应用日益广泛。检测作为检查过程中极为重要的环节，检测方法虽然很多，但长期以来检测效果一直很低。因此研制了球罐检测机器人，用机器人代替人工进行检测将会得到意想不到的结果。经过不断的改进，我们将采用无导轨的球罐全位置检测机器人进行研究^[15]。

2.1 球罐检测机器人系统总体设计思路

首先查阅关于球罐机器人的相关资料，现在国内外用于工业的机器人有很多，在焊接领域应用很广泛，并应用于不同的生产环境，适用于不同工件的生产，首先要搞清机器人工作的原理^[1]。

此系统主要由 CCD 传感器、微机测控系统及步进电机驱动的滑块机构组成，系统通过 CCD 光电传感器识别在球罐表面的坡口平行轨迹线 1，由滑块 4 带动检测头 7 跟踪检测 8。

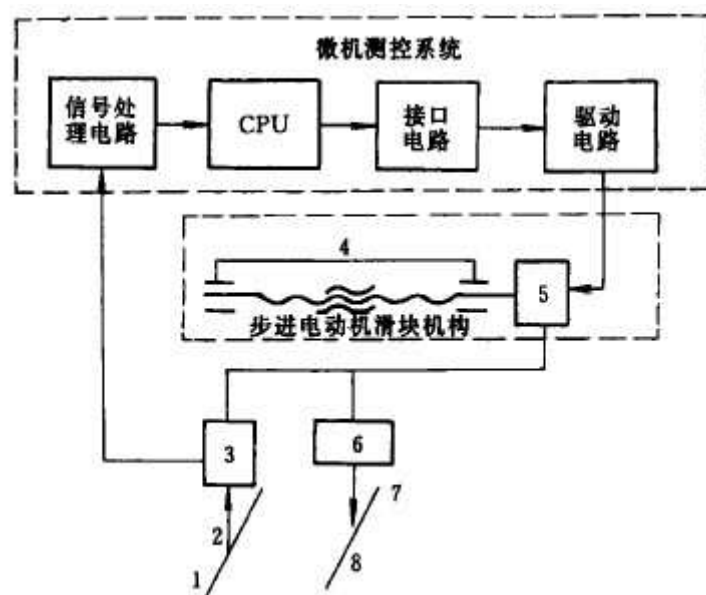


图 2-1 CCD 光电跟踪系统原理图

该光电传感器主要由自带光源的 CCD 光电头 3 与信号处理电路两部分组成。信号处

理电路包括：驱动电路、二值化电路与模拟量信号处理电路^[17]。

2.2 球罐检测机器人控制系统组成及作用^[18-20]

2.2.1 控制系统的组成

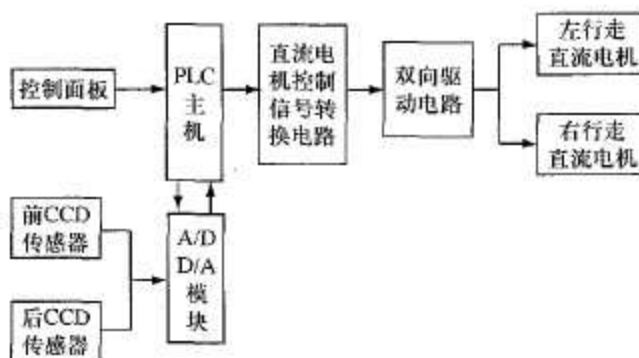


图 2-2 球罐检测机器人控制系统框图

如图 2.2 所示，该控制系统的硬件主要有 S7-200 型 PLC 微机控制器、A/D、D/A 模块与 2 个 CCD 传感器、步进电动机的接口电路组成。

2.2.2 控制系统各部分作用^[21]

① 核心控制器：所用的 PLC 模块有，CPU、I/O、A/D、D/A 模块。CPU 可以实现复杂的控制功能，执行时间为 $0.2\mu_s$ ，有很多逻辑算术指令和 PWM 运算等。有中断响应、告诉脉冲输出等功能，有大量的位存储器、计时器和定时器。

② 直流电动机控制驱动电路：磁吸式行走机构选用两套直流电动机，分别驱动左右两套磁轮，以差动方式实现左右拐弯及自动跟踪，采用两套相同的驱动电路。通过 S7-200 输出的 PWM 告诉脉宽调制信号，控制直流电机驱动电路，将 PLC 模块输出的 PWM 脉冲信号变成可调的直流电动机驱动电压。

③ 光电实时跟踪系统：CCD 光电轨迹跟踪系统主要由 2 个 CCD 光电传感器与一个步进电动机驱动的横向滑块机构组成，在焊接过程中系统通过 CCD 光电传感器识别在球罐表面的坡口平行线，由滑块带动焊枪左右随动，进行长度方向上的焊缝轨迹跟踪。CCD 传感器的识别精度为 0.03mm，轨迹跟踪精度设定为 0.5mm。如图 2.3 所示。

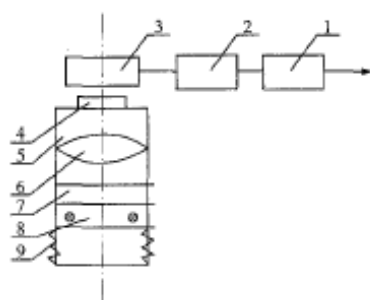


图2-3 CCD光电传感器结构组成图

1-模拟量信号处理电路 2-二值化电路 3-驱动电路 4-线阵CCD芯片 5-镜筒 6-透镜 7-滤光片 8-光源 9-绿光罩

2.3 行走小车车架及传动部分分析

行走小车由车架及传动机构两个部分组成。车架起连接小车各部零件及固定相邻部件调整伸缩臂、机头的作用。传动机构由交流伺服电动机(1)驱动，经减速器(2)减速带动齿轮(3)转动，从而带动整个小车在球罐表面上(4)移动。小车的行走速度由控制仪给出的指令信号大小来控制，从而带动机头相对于工件运动以保证检测过程不断进行。行走小车传动机构见图 2.4 所示。

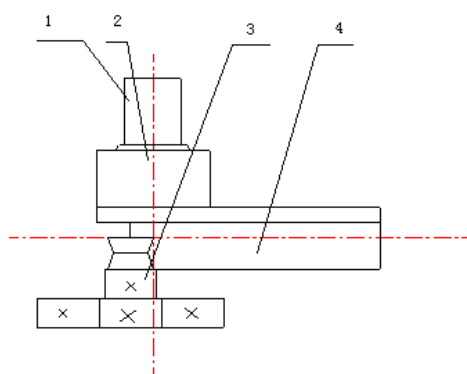


图 2-4 行走小车传动机构

第三章 球罐检测机器人行走机构研究

球形容器结构简单、造价低廉，是石油化学工业中储存和运输石油气体、液体及液化气体的主要压力容器，要求其安全运行非常重要，除了设计、安装质量外，定期检查室必不可少的一部分。

基于各种可以用于球罐检测的检测方法，我们引进机器人对球罐进行更方便准确的检测。球罐检测机器人代替了人工工作，节省了劳动力，降低了误差，提高了工作效率。目前石油化工工业的自动设备主要有：爬行机构、摆动机构、柔性或半柔性轨道等部分组成，因为有导轨的存在，机器人在运行中受到了轨道的束缚，即使能前进后退，但是迅速转弯还是很困难的，并且影响工作质量。因此为了达到更高水平，需要研制开发出具有高智能的设备，以提高自动化、智能化水平^[17]。

本文研究的机器人的行走机构包括左右两组磁轮、主板、十字链轴式连接机构与交流伺服电机驱动机构。此机构的各个磁轮在X、Y方向上有一定的自由度，能保证各磁轮与金属表面紧密接触，磁力稳定可靠。柔性磁轮机构由左右两个交流伺服电机驱动机构实现四轮驱动，在金属表面沿周向自由平稳爬行，左右两侧磁轮可实现同步前进、同步后退等运行方式，设计行走机构的运行速度为：8.3~20mm/s。

3.1 球罐检测机器人行走机构结构设计思路

3.1.1 技术难点与方案分析

全位置自动检测的小车能在有辅助轨道上自动行走，从而实现检测，但是该系统没有检测自动跟踪系统，自动检测小车需要依靠轨道的支持才能在球罐上运行；而且没有质量控制系统，检测过程完全依靠人工来盯紧检测方位，不断跟踪检测以及实时调整检测规范工艺参数等操作，影响了检测质量。

对于磁性履带式的行走机构，想要不用导轨支持就能直接在球罐表面上行走，尚有以下难以解决的问题^[17]：

- (1) 磁性履带式行走机构是间接受力机构,当爬行坡度大于 90° 时,其运动就不稳定可靠。
- (2) 自动检测还要求行走机构必须能迅速拐弯或纠偏,以便跟踪焊缝,这也是磁性履带式行走机构很难做到的。

因此，考虑采用磁轮式行走机构方案，但磁轮机构主要有以下两个难题。

(1) 轮与球罐的接触面积很小, 磁力是否足够? 如采用四轮机构的话, 就只有四条线与球面接触, 实际上还可能只是若干个切点接触。

(2) 为了增加磁吸力, 可以考虑增加磁轮, 但如何保证各轮在任何时刻同时接触球面呢? 这个问题就更难解决了。

查阅文献得知, 采用高磁密材料制成的永磁轮有极大的磁吸力, 4个永磁轮机构吸力已超过2000N, 在垂直面上的负荷力超过500N。

据上面所述, 最后确定采用柔性磁轮式行走机构研制方案, 其研制要点是设计柔性的四轮连接结构, 保证四轮在任何情况下同时接触球面, 使其工作稳定可靠, 并能很顺利的在球罐上行走。

3.1.2 柔性磁轮式行走结构组成与工作原理^[17]

如图3.1示, 四轮柔性机构采用行车式车体结构, 主要由底架1与左右二侧磁轮座4组成, 铰链机构2将底架与二侧磁轮座间连接起来。左右磁轮座中的前后磁轮3由各自的伺服电动机通过减速器驱动。

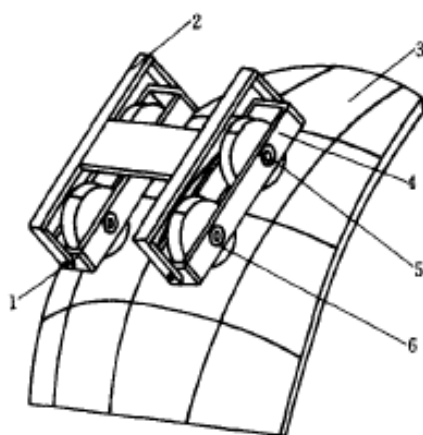


图3-1 柔性磁轮机构原理图

1.铰链机构 2.底架 3.球板 4.磁轮座 5.磁轮轴承 6.磁轮

此行走机构的工作原理为：① 四轮柔性连接, 左右二侧轮架能相对偏转自动保证同时接触焊接金属表面。② 各轮与钢板封闭磁路, 磁力达到2000N以上。③ 四主动轮结构, 保证全位置行走均匀可靠。④ 左右磁轮可进行差动工作, 可实现迅速拐弯, 甚至原地转动。

此行走机构的力学分析可简化为图3.2的情况，通过推导可得到机构在全位置稳定运行的基本条件为：

$$F_m > W/4\mu_s$$

式中: F_m —磁轮吸力
 W —焊车重力
 μ_s —钢板与磁轮间的静摩擦因数

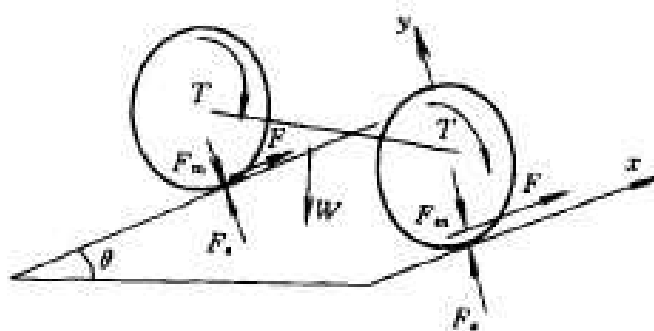


图3-2 磁轮机构受力分析图

F_m —磁轮吸力 F_s —球板支反力 F —磁轮摩擦力
 W —焊车重力 T —磁轮转矩 θ —球板坡度

资料显示，研制的磁轮机构吸力超过2000N，能满足全位置工作条件。

3.2 行走机构的选择

3.2.1 吸附功能和移动功能

行走机构应具备两个基本功能：吸附功能和移动功能。行走机构按照吸附方式可分为真空吸附和磁吸附；按照移动方式可分为轮式、履带式和步行式。表3.1和表3.2分别比较了不同吸附方式和不同移动方式的行走机构的性能优缺点^[22]。

表3-1 不同吸附方式的比较

吸附	空气吸附		磁吸附	
方式	真空式	喷射式	永磁式	电磁式
优点	无需额外的供气 和抽气装置	可获取高真空, 壁面 适应性强	无需外部能量, 吸附可靠, 壁面适应性强	吸附力大小可控, 脱附 容易
缺点	吸附力小, 壁面适 应性差	需抽气设备, 吸附力 小, 噪音大	只适合导磁性壁面, 吸附 力不可变	只适合导磁性壁面, 吸 附力不可靠

磁吸附式装置结构简单,吸附力大于真空吸附方式,且对壁面的凸凹适应性强,不存在整孔吸附漏气的问题,因而当壁面是导磁材料时,优先选用磁吸附方式。而磁源产生方式有2种:永磁材料生磁、电磁铁生磁。电磁铁生磁,磁力大小可控制,比较灵活,但要消耗电能,同时,安全性差,当意外断电时易发生事故,并且电磁铁本身也存在电阻与温升的问题,体积不能缩小,难以与转动机构相结合。使用永磁铁则可避免以上电磁铁的缺点。因此,本文设计采用永磁铁的磁吸附式装置。

表3-2 不同移动方式比较

移动方式	轮式	履带式	步行式
优点	移动速度快, 转向性好	着地面积大, 壁面适应能力强	壁面适应能力强, 可跨越台阶
缺点	着地面积小, 壁面适应性差	转向性差	运动间歇大, 速度慢

轮式结构,由磁芯产生磁力,磁芯外套钢套为轮轴,钢轮被磁芯磁化,产生新的磁感 B' 与磁芯磁感 B 共同作用于球罐,产生磁力;履带式结构,履带上部为磁源生磁,在其下部置一可控反向磁源,控制其整体磁感 B 的大小,使前进方向上的磁感 B 大,而其后方履带的磁力变小,以减少履带脱离时能量消耗;步行结构,由八脚蛛形结构组成,同履带式相仿,每个脚上部为磁源,下部为反向可控生磁机构。移动时4脚移动、4脚吸附相互转换。

上述3种方案分析比较,车轮式移动快速,控制灵活;履带式对壁面的适应性强,但不易转弯;步行式承重能力强,但速度较慢。由于履带式和步行式结构复杂,造价昂贵,也不适合本课题的研究对象,因此该系统选用车轮式移动结构^[23]。

3.2.2 磁轮结构和材料设计

磁轮的结构组成如图 3.3 所示,磁轮由钢轮、Nd-Fe-B 磁芯、铜套、紧定螺钉 4 部分组成。钢轮兼导磁、滚轮与支撑轴 3 种作用为一体,由于磁芯比较脆,易碎裂,不宜直接作车轮,需要通过耐磨的导磁性能良好的构件连接,本设计中,钢轮采用了 45#钢,为了增加摩擦力,钢轮外表面滚花并表面淬火处理;铜套将左右 2 个半轮连接起来,并避免磁短路;固定螺钉的作用是将 2 个半轮连接起来,由于左右 2 个半轴要求同轴,其精度由铜套来保证,因此不宜采用螺纹连接。磁芯的作用是产生磁源。

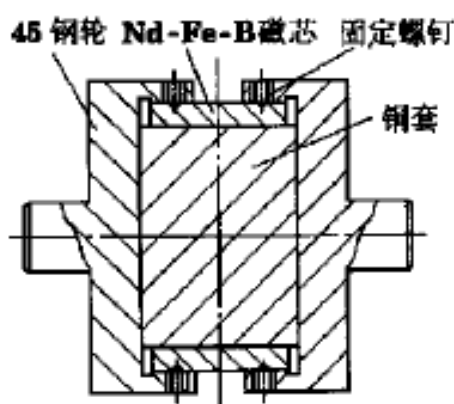


图3-3 磁吸式行走机构简图

1.一行走机构车体主板 2.一磁轮角度调节机构 3.一柔性机构

随着材料科学的迅速发展,各种性能优异的磁性材料不断涌现,稀土磁性材料在近年来得到越来越多的应用。主要是稀土氧化物成分,Sn-CoR 合金和 Fe-BCR 为稀土元素系列永磁材料。特别是 Nd₂Fe₁₄B 的出现,引起人们很大的兴趣。它具有最大的磁能积,是新一代的永磁材料。Nd 的矫顽力大,磁能积高,在磁路设计合理的情况下的磁体可提供 4.61N/cm³ 吸力。但是,该种材料的高温性能不好,长时间在高温下工作容易退磁。市场上也有耐高温的永磁材料,但其磁能积明显低于 Nd。通过对焊接现场的考察,并对球罐焊接的热力场分布进行测试(如图 3.4 所示),得到的结果是 Nd 可以满足现场需要。

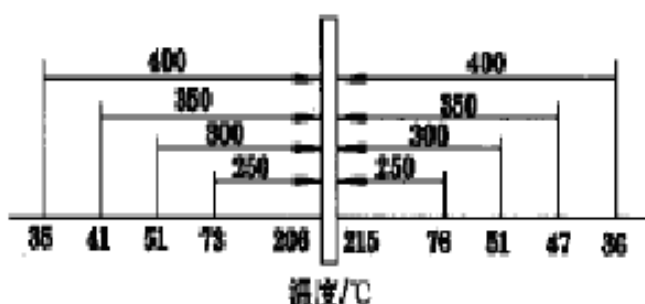


图 3-4 温度场分布图

3.3 行走方式的选择

行走机构不但要承载检测小车机构，同时还要不断向前运行，以实现检测。在此选用横跨式四轮行走方式，两侧单独由电动机通过减速器进行驱动，依靠两侧电动机的转速差实现车体转向而达到爬行小车沿线行走的目的。为了增大吸附力和爬坡能力，四只行走轮均为磁轮且均为主动轮。每侧的两只磁轮与减速器、电动机做成一体结构，通过转轴与支撑杆相连，当其于球面上行走遇有不规则表面或障碍时，即可自行调整角度，始终能够与球面保持良好的接触，保证有最大的吸附力^[24]。

3.4 磁轮式行走机构主要设计参数设计计算

3.4.1 车体尺寸参数

车体全长645mm，宽为384mm。

3.4.2 电机和减速器的选择

20 世纪 80 年代以来，随着集成电路、电力电子技术和交流可变速驱动技术的发展，永磁交流伺服驱动技术有了突出的发展，各国著名电气厂商相继推出各自的交流伺服电动机和伺服驱动器系列产品并不断完善和更新。交流伺服系统已成为当代高性能伺服系统的主要发展方向，使原来的直流伺服面临被淘汰的危机。90 年代以后，世界各国已经商品化了的交流伺服系统是采用全数字控制的正弦波电动机伺服驱动。交流伺服驱动装置在传动领域的发展日新月异^[25]。永磁交流伺服电动机同直流伺服电动机比较，主要优点有：

- (1) 无电刷和换向器，因此工作可靠，对维护和保养要求低。
- (2) 定子绕组散热比较方便。
- (3) 惯量小，易于提高系统的快速性。
- (4) 适应于高速大力矩工作状态。
- (5) 同功率下有较小的体积和重量。

伺服电动机又称执行电动机，在自动控制系统中，用作执行元件，把所收到的电信号转换成电动机轴上的角位移或角速度输出。到目前为止，高性能的电伺服系统大多采用永磁同步型交流伺服电动机，控制驱动器多采用快速、准确定位的全数字位置伺服系统。日本安川电机制作所推出的小型交流伺服电动机和驱动器，其中 D 系列适用于数控机床（最高转速为 1000r/min，力矩为 0.25~2.8N.m），R 系列适用于机器人（最高转速为 3000r/min，力矩为 0.016~0.16N.m）。

近年日本松下公司推出的全数字型 MINAS 系列交流伺服系统，其中永磁交流伺服电动机有 MSMA 系列小惯量型，功率从 0.03~5kW，共 18 种规格；中惯量型有 MDMA、MGMA、MFMA 三个系列，功率从 0.75~4.5kW，共 23 种规格，MHMA 系列大惯量电动机的功率范围从 0.5~5kW，有 7 种规格。

现在常采用（Powerrate）这一综合指标作为伺服电动机的品质因数，衡量对比各种交直流伺服电动机和步进电动机的动态响应性能。功率变化率表示电动机连续（额定）力矩和转子转动惯量之比。

同步型交流伺服电机比异步型控制方便，性能更好，用途更广，尤其是在要求高的系统中更倾向于使用永磁同步交流伺服电机。因此，论文设计选用交流伺服同步电机作为机器人行走机构控制的动力源。本论文采用日本松下电器的永磁同步交流伺服电机和 MSMA 系列交流伺服电机驱动器。如下图所示。



图 3-5 交流伺服电机及驱动器实物图

本文的设计采用的全数字式交流伺服电机驱动器采用松下公司独特算法,使速度频率响应提高2倍,达到500HZ;定位超调整定时间缩短为以往产品的1/4;具有共振抑制和控制功能:可涵盖机械的刚性不足,从而实现高速定位;还具有全闭环控制功能:通过外接高精度的光栅尺,构成全闭环控制。

伺服电机的工作原理:伺服主要靠脉冲来定位,基本上可以这样理解,伺服电机接收到1个脉冲,就会旋转1个脉冲对应的角度,从而实现位移,因为,伺服电机本身具备发出脉冲的功能,所以伺服电机每旋转一个角度,都会发出对应数量的脉冲,这样,和伺服电机接受的脉冲形成了呼应,或者叫闭环,如此一来,系统就会知道发了多少脉冲给伺服电机,同时又收了多少脉冲回来,这样,就能够很精确的控制电机的转动,从而实现精确的定位,可以达到0.001mm。

直流伺服电机分为有刷和无刷电机。有刷电机成本低,结构简单,启动转矩大,调速范围宽,控制容易,需要维护,但维护方便(换碳刷),产生电磁干扰,对环境有要求。因此它可以用于对成本敏感的普通工业和民用场合。

无刷电机体积小,重量轻,出力大,响应快,速度高,惯量小,转动平滑,力矩稳定。控制复杂,容易实现智能化,其电子换相方式灵活,可以方波换相或正弦波换相。电机免维护,效率很高,运行温度低,电磁辐射很小,长寿命,可用于各种环境^[26]。

交流伺服电机可以通过控制信号方便的调节转速和转向;调速范围宽,且在整个运行范围内特性具有线性关系,运行平稳;控制功率小,起动转矩大;机电时间常数小,始动电压低,控制信号变化时反应快速灵敏。

同步型交流伺服电机比异步型控制方便,性能更好,用途更广,尤其是在要求高的系统中更倾向于使用永磁同步交流伺服电机。因此,论文设计选用两个交流伺服同步电机作为行走驱动电机,分别用于驱动行走机构左右两侧的驱动轮。本论文采用日本 Panasonic 的 MSMA 永磁同步交流伺服电机和 MSMA 系列交流伺服电机驱动器^[27]。

车体左、右两侧磁轮分别由左、右侧交流电动机单独驱动,而每侧前、后面磁轮通过二级双伸轴蜗轮蜗杆减速器由该侧电动机同时驱动,二级蜗轮蜗杆的减速比 $n=1000$,交流电动机额定转速 $n_{1N}=3000\text{r/min}$,磁轮直径 $D=70\text{mm}$,则行走机构的额定行走速度 V_N 为

$$V_N = n_{1N} \times \pi \times D / n = 3000 \times 3.14 \times 70 / 1000 = 659.4 \text{ mm} / \text{min} = 10.99 \text{ mm} / \text{s}$$

拟定交流电动机额定功率 $P_{1N}=85\text{W}$,减速器功率传递系数(效率) $\eta=0.09$,则每侧磁轮

输出的功率 P_{2N} 为:

$$P_{2N} = P_{1N} \times \eta = 85 \times 0.09 = 7.65W$$

每个磁轮输出的额定转矩 T_{2N} 为:

$$T_{2N} = 9550 \times P_{2N} / n_{2N}$$

其中: n_{2N} 为磁轮的额定转速, $n_{2N} = n_{1N} / n$, 则:

$$T_{2N} = 9550 \times P_{2N} \times n / n_{1N} = 9550 \times 7.65 \times 10^{-3} \times 1000 / 3000 = 24.35 N \cdot m$$

每侧磁轮(两个)共同输出的转矩设为 T'_{2N} , 则

$$T'_{2N} = 2 \cdot T_{2N} = 2 \times 24.35 = 48.7 N \cdot m$$

由于当行走机构在球罐上垂直上升行走时所受转矩最大, 因此, 当爬行机构匀速垂直上升行走时, 可带动的总重量 W 为:

$$W = 2 \cdot T'_{2N} / D = 2 \times 48.7 / 0.07 = 1391.43 N = 142 Kg$$

3.5 磁轮的设计计算

为了便于磁轮的安装操作, 我们采用先充磁后装配的工艺。装配的过程中, 要保证 2 个半轮的内端面与磁芯的端面接触良好, 以便减少磁隙损耗。由于铜套比磁芯轴向长度要求短些, 所以 2 个半轮装配压实后, 达到设计的尺寸链长度时, 即可保证其端面基本要求, 进行磁力计算^[28]。

磁力的分布, 在磁轮的两个半轮上, 沿轴向在外端母线上各均匀取 20 个点, 测量磁力分

布,统计如表 3.3。

表3-3 磁力沿磁轮母线分布表

分布点	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
左半轮 (左至右)	1.30	0.95	0.90	0.85	0.81	0.99	1.02	1.55	1.99	2.21	4.20
右半轮 (右至左)	1.30	0.94	0.91	0.85	0.82	0.94	1.05	1.60	2.00	2.20	4.23

磁力计算, 磁轮与管道接触面的磁力估算公式为:

$$F = 5.0176 \times 10^{-3} R^3 D B_g^2$$

式中: R — 磁轮半径

D — 半轮磁轮母线长度

B_g — 磁感应强度

根据表 2.3 磁力分布情况, 考虑磁轮与管道的内外壁的不同的接触面以及一定的安全系数范围内, 计算得 $B_g \approx 1.22(\text{T})$ 。

解出: $F = 1114.75\text{N}$

检测机器人在球罐上最容易脱落的位置是球罐外表面的底部, 两边安装防脱落的保护装置, 车轮慢速前进, 进行动态测量。逐渐加挂每块10kg重物, 至8块时, 开始出现脱落迹象。

由于小车的重量为50kg, 所以实验表明4个磁轮的承重能力可达130kg, 大于理论计算, 表明整个装置设计磁力系统满足安全要求。

第四章 传动机构的计算与校核

4.1 齿轮的设计计算与校核

在本文设计中由于是闭式齿轮传动，其失效形式主要是齿面点蚀，其次是轮齿折断，故通常先按齿面接触疲劳强度进行设计，确定齿轮的主要几何参数后，再校核齿根弯曲疲劳强度。

4.1.1 选择齿轮类型、精度等级、材料、及齿数

(1) 则本文设计中，选用直齿圆柱齿轮传动。

(2) 由于要求该小车行走速度不高，为一般机械，所以由 GB10095-88 可选用 7 级精度。

(3) 材料选择。由第二章选择电动机的额定功率为 3KW，功率不大，且载荷中无冲击，故由《机械设计》选取小齿轮材料为 40Cr (调质)，硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢 (调质)，硬度为 240HBS，二者材料硬度差为 40HBS。

(4) 设计齿轮齿数为：四个大齿轮节圆直径为 50mm 和二个小齿轮节圆直径为 30mm 直齿圆柱齿轮。

(5) 选取小齿轮齿数为： $Z_1=30$ ，大齿轮齿数由计算： $Z_2=i \times Z_1=50 / 30 \times 30=50$ 。
得： $Z_2=50$ 。

4.1.2 按齿面接触强度设计

由设计计算公式进行试算，

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\phi_d} \frac{\mu \pm 1}{\mu} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (4-1)$$

式中： d_{1t} ——小齿轮的节圆直径，mm

K_t ——载荷系数

μ ——大小齿轮粘合的传动比

T_1 ——小齿轮所受的扭矩，N·m

ϕ_d ——齿宽系数

Z_E ——弹性影响系数 $MPa^{1/2}$

$[\sigma_H]$ ——接触疲劳强度，MPa

(1) 确定公式内的各计算数值

- ① 试选载荷系数 $K_t=1.3$ 。
- ② 计算小齿轮传递的转矩。

$$T_1 = T \cdot n = 0.098 \times 300 = 29.4 N / m = 29400 N / mm$$

式中： T ——电动机的额定转矩

n ——减速器的减速比

- ③ 由圆柱齿轮的齿宽系数表，可以选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。
- ④ 由弹性影响系数表，可以查得材料的弹性影响系数为：

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{2\pi \left(\frac{1-\mu^2}{E_1} \right)}} = 189.8 MP_a^{1/2}$$

⑤由调质处理钢的 $\sigma_{H_{lim}}$ 图，按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H_{lim1}} = 930 MPa$ ，大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H_{lim2}} = 820 MPa$ 。

⑥ 根据齿轮的工作应力循环次数公式：

$$N_1 = 60n_1jL_h \quad (4-2)$$

选取工作寿命10年（设每年工作300天），两班制。

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 10 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10) = 2.88 \times 10^7$$

$$N_2 = \frac{2.88 \times 10^7}{\left(\frac{5}{3} \right)} = 1.728 \times 10^7$$

式中： N_1 ——小齿轮的粘合次数

N_2 ——大齿轮的粘合次数

n_1 ——小齿轮的转速

L_h ——年工作的时间, 小时

⑦ 按接触疲劳寿命系数图, 可以查得接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 1.2$, $K_{HN2} = 1.15$ 。

⑧ 计算接触疲劳许用应力。

取失效概率为1%, 安全系数 $S=1$,

齿轮的许用应力公式为:

$$[\sigma] = \frac{K_N \times \sigma_{\lim}}{S} \quad (4-3)$$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \times \sigma_{H\lim1}}{S} = \frac{1.2 \times 930}{1} = 1116 MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \times \sigma_{H\lim2}}{S} = \frac{1.15 \times 820}{1} = 943 MPa$$

式中: $[\sigma]$ ——接触疲劳强度, MPa

$[\sigma_H]_1$ ——小齿轮的许用接触疲劳强度极限, MPa

$[\sigma_H]_2$ ——大齿轮的许用接触疲劳强度极限, MPa

K_{HN1} ——小齿轮接触疲劳寿命系数

K_{HN2} ——大齿轮接触疲劳寿命系数

$\sigma_{H\lim1}$ ——小齿轮的接触疲劳强度极限, MPa

$\sigma_{H\lim2}$ ——齿轮的接触疲劳强度极限, MPa

S ——安全系数

(2) 计算:

① 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t} 代入 $[\sigma_H]$ 中较小值得

$$\begin{aligned}
 d_{1t} &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \\
 &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 29400}{1} \times \frac{\frac{5}{3} + 1}{\frac{5}{3}} \left(\frac{189.8}{1116} \right)^2} \\
 &= 28.05 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

② 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 28.05 \times 10}{60 \times 1000} = 0.015 \text{ m/s}$$

③ 计算齿宽 b

$$b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 28.05 = 28.05 \text{ mm}$$

式中: b ——小齿轮的尺宽, mm

④ 计算齿宽与齿高之比 b/h , 取模数 $m=1$, 齿高: $h=2.25 m_t = 2.25 \times 1 \text{ mm} = 2.25 \text{ mm}$

$$\frac{b}{h} = \frac{28.05}{2.25} = 12.47$$

式中: B ——小齿轮的尺宽, mm

h ——小齿轮的齿高, mm

b/h ——小齿轮的宽高比

m ——小齿轮的模数

⑤ 计算载荷系数

根据 $v=0.015 \text{ m/s}$, 7级精度, 由动载系数图可以查得动载系数

$$k_v = 1;$$

直齿轮

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.1$$

由使用系数表查得,

$$K_A = 1$$

接触疲劳强度计算用齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的简化公式表, 查得7级精度, 小齿轮悬挂排对称布置时。

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$$

将数据代入后得

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2)1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 10.756 \\ &= 1.41 \end{aligned}$$

由 $b/h=12.06$, 得 $K_{H\beta} = 1.174$, 查得弯曲强度计算的齿向载荷分布系数得, $K_{F\beta} = 1.35$, 故载荷系数

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1 \times 1.1 \times 1.41 = 1.551$$

式中: K —— 载荷系数

K_V —— 动载系数

$K_{H\alpha}$ —— 齿间载荷分配系数

K_A —— 使用系数

$K_{H\beta}$ ——齿向载荷分布系数

$K_{F\alpha}$ ——齿间载荷分配系数

⑥ 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径由式

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} \quad (4-4)$$

$$\text{得, } d_1 = 28.05 \times \sqrt[3]{\frac{1.551}{1.3}} = 29.75 \text{ mm}$$

⑦ 计算模数

$$m = d_1 / z_1 = 29.75 / 30 = 0.99 \text{ mm}$$

4.1.3 按齿根弯曲强度设计

由弯曲强度的设计公式可得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (4-5)$$

式中: m ——小齿轮的模数

K ——载荷系数

T_1 ——小齿轮所受的扭矩

ϕ_d ——齿宽系数

z_1 ——小齿轮的齿数

Y_{Fa} ——齿形系数

Y_{Sa} ——应力校正系数

$[\sigma_F]$ ——疲劳强度

(1) 确定公式内的各计算数值

① 由齿轮的弯曲疲劳强度极限图查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$;

大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 380MPa$ 。

② 由弯曲疲劳寿命系数图查得

$$K_{FN1} = 0.93, K_{FN2} = 0.95$$

③ 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ 得,

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \times \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.93 \times 500}{1.4} = 332.14$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \times \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.95 \times 380}{1.4} = 257.86$$

式中: $[\sigma_F]_1$ ——小齿轮的极限弯曲疲劳强度

$[\sigma_F]_2$ ——大齿轮的极限弯曲疲劳强度

K_{FN1} ——小齿轮大弯曲疲劳寿命系数

K_{FN2} ——大齿轮大弯曲疲劳寿命系数

σ_{FE1} ——小齿轮的许用弯曲疲劳强度

σ_{FE2} ——大齿轮的许用弯曲疲劳强度

S ——弯曲疲劳安全系数

④ 计算载荷系数 K

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1 \times 1.1 \times 1.5 = 1.65$$

⑤ 查取齿形系数。

由表查得 $Y_{Fa1} = 2.52$; $Y_{Fa2} = 2.32$

⑥ 查取应力校正系数。

由齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa} 表查得 $Y_{Sa1} = 1.625$; $Y_{Sa2} = 1.70$

⑦ 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.52 \times 1.625}{332.14} = 0.012329$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.32 \times 1.70}{257.86} = 0.015295$$

大齿轮的数值大。

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.65 \times 29400}{1 \times 30^2} \times 0.015295} = 1.1$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 小于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与齿数的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 1.1mm ，并就近圆取整为标准值 $m = 1\text{mm}$ ，按接触强度计算的分度圆直径 $d_1 = 29.75\text{mm}$ ，算出小齿轮的齿数：

$$z_1 = \frac{d_1}{m_1} = 29.75 / 1 = 29.75 \approx 30,$$

则取 $z_1 = 18$,大齿轮齿数:

$$z_2 = uz_1 = \frac{5}{3} \times 30 = 50$$

这样设计出的齿轮传动，即满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

4.1.4 几何尺寸的计算

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 30 \times 1 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 50 \times 1 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(30 + 50)}{2} \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

(3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 30 = 30 \text{ mm}$$

取 $B_2 = 20 \text{ mm}$, $B_1 = 18 \text{ mm}$

5. 验算:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 29400}{30} \text{ N} = 1960 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 1960}{30} \text{ N/mm} = 65.3 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

故满足假设。

式中: d_1 ——小齿轮的分度圆直径
 d_2 ——大齿轮的分度圆直径
 z_1 ——小齿轮齿数
 z_2 ——大齿轮齿数
 m ——齿轮的模数
 F_t ——小齿轮齿面所受的压力
 b ——齿宽
 a ——中心距

K_A ——使用系数

4.2 齿轮键的设计计算与校核

4.2.1 小齿轮的键的设计计算与校核

(1) 选择键联接的类型与尺寸

一般8级以上精度的齿轮有定心精度要求，应选用平键联接。由于齿轮在轴端，故选用圆头普通平键(A型)。

根据小齿轮的轴直径 $d=10\text{mm}$ ，在键的尺寸表中可知，键的截面尺寸为：宽度 $b=3\text{mm}$ ，高度 $h=3\text{mm}$ 。由轮毂宽度并参考键的长度系列，取键长 $L=28$ (比轮毂宽度小些)。

(2) 校核键联接的强度

键、轴和轮毂的材料都是钢，由表查得许用挤压应力， $[\sigma_p]=100\sim120\text{MPa}$ ，取平均值， $[\sigma_p]=110\text{MPa}$ ，

键的工作长度

$$l = L - b = 28\text{mm} - 3\text{mm} = 25\text{mm},$$

键与轮毂键槽的接触高度

$$k = 0.5h = 0.5 \times 3 = 1.5\text{mm},$$

$$\text{由式} \quad \sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (4-6)$$

式中： σ_p ——实际的压应力

T ——传递的扭矩， $N \cdot m$

k ——键与轮毂槽的接触高度，单位为 mm

l ——键的工作长度，单位为 mm

d ——轴的直径，单位为 mm

$[\sigma_p]$ ——键，轴，轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力

得：

$$\sigma_p = \frac{2 \times 29400 \times 10^3 \times 10^{-3}}{1.5 \times 25 \times 10} = 156.8\text{MPa} > [\sigma_p] = 110\text{MPa}$$

可见联接的挤压强度不够。考虑到相差较大，因此改用双键，相隔 180° 布置。双键的工作长度 $l = 1.5 \times 25\text{mm} = 37.5\text{mm}$ 。可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 29400 \times 10^{-3} \times 10^3}{1.5 \times 37.5 \times 10} = 104.5\text{MPa} \leq [\sigma_p] = 110\text{MPa}$$

故满足条件，合格。

4.2.2 大齿轮的键的设计计算与校核

(1) 选择键联接的类型与尺寸

一般8级以上精度的齿轮有定心精度要求，应选用平键联接。由于齿轮在轴端，故选用圆头普通平键(A型)。

根据小齿轮的轴直径 $d=14$ ，在表中可知，键的截面尺寸为：宽度 $b=5\text{mm}$ ，高度 $h=5\text{mm}$ 。由轮毂宽度并参考键的长度系列，取键长 $L=30$ (比轮毂宽度小些)。

(2) 校核键联接的强度

键、轴和轮毂的材料都是钢，由表查得许用挤压应力， $[\sigma_p] = 100 \sim 120\text{MPa}$ 取平均值， $[\sigma_p] = 110\text{MPa}$ ，

键的工作长度

$$l = L - b = 30\text{mm} - 5\text{mm} = 25\text{mm} ,$$

键与轮毂键槽的接触高度

$$k = 0.5h = 0.5 \times 5 = 2.5\text{mm} ,$$

$$\text{由式} \quad \sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (4-7)$$

式中： σ_p ——实际的压应力

T ——传递的扭矩

k ——键与轮毂槽的接触高度，单位为mm

l ——键的工作长度，单位为mm

d ——轴的直径，单位为mm

$[\sigma_p]$ ——键，轴，轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力

得：

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 29400 \times 10^{-3} \times 10^3}{2.5 \times 25 \times 14} = 67.2 MPa \leq [\sigma_p] = 100 MPa$$

可见联接的挤压强度足够。

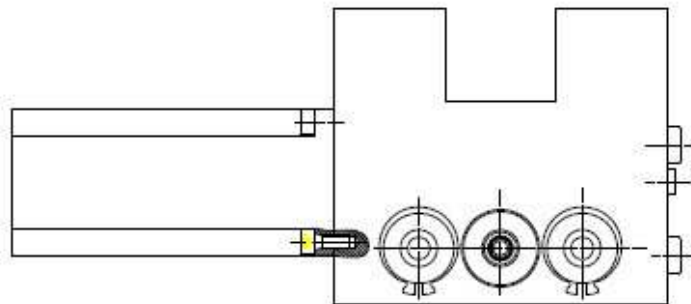
第五章 检测小车姿态调整机构设计

在实际的检测中，由于球罐表面的一些误差，以及小车放置的不准确，难免需要在检测过程中不断的调整探测头杆的伸长度、左右及上下位置，所以需要设计出一套合理的检测姿态调整机构，以便使探测头在检测过程中完成相对检测位置的上下、左右的移动。由于检测过程中要不断的调整动作，因此要求检测姿态调整机构的驱动部分具有良好的快速响应性，既能快速启动又能快速停止，同时要求驱动部分具有良好的自锁性能，即不能由于外力的作用而造成工作点的位移^[29]。

5.1 探测头横向摆动机构设计

5.1.1 传动方案设计

探测头横向摆动机构性能的好坏，将直接影响检测质量。检测过程中要求探测头摆动到被检测的焊缝两端时必须有一定时间的停留，停留时间很短（一般为 0.5）。因此，探测头横向摆动机构实际上是一个带间歇的往复直线运动，采用直流伺服电机驱动控制技术，有电机控制来实现间歇；同时由于直流伺服电机可以实现低速控制，因此在摆动电机和丝杠之间不需要使用减速器，而是直接采用“伺服电机→输出齿轮→直线齿条”传动方式，探测头横向摆动机构的结构图如下图所示。



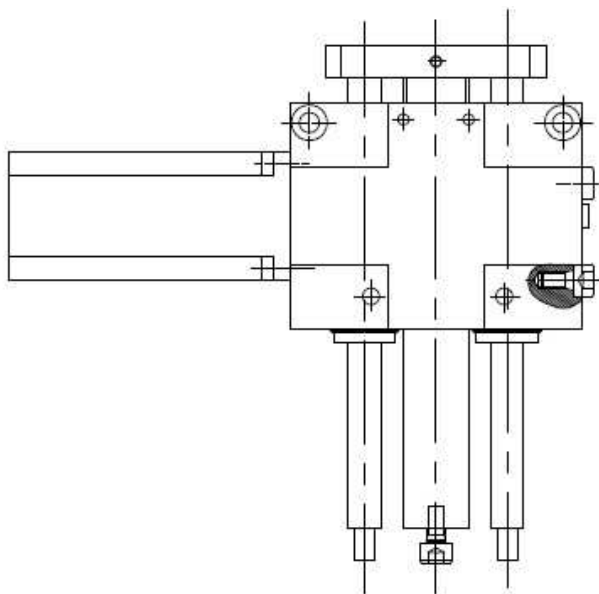


图 5-1 探测头横向摆动机构的结构示意图

为了便于横向摆动机构的装配调节、维护保养，可以将“齿轮—齿条”传动机构、“导柱—直线轴承”配合安装在一个相对独立的横向箱体内，实施润锂基滑脂润滑，直流伺服电机则固定安装在横向箱体外壁面上，并通过输出轴与横向箱体內的齿轮轴连接。横向箱体采用铸造成型，其内部的两个锥形铸造凸台起着支撑容纳、固定直线轴承的作用。

5.1.2 计算等效转矩、初选电机

由于要求探测头的横向摆动范围在 $0\sim 50\text{mm}$ ，为了避免“齿轮—齿条”啮合传动到达齿条两端突然换向时因齿侧间隙的存在而出现动作滞后问题，进而降低传动精度，故确定滑块的有效行程时流出一定的富裕量，这里取横向摆动组件的有效行程为 60mm 。

设高低机构、检测组件的质量为 $m = 10.0\text{kg}$ ，由于检测时因齿条传动的阻力很小，故探测头横向摆动的阻力矩主要为齿轮—齿条传动副所承受的传动摩擦扭矩。由于齿条廓是直线，所以齿廓上各点的法线都是平行的；又由于齿条在传动时做平动，齿廓上各点速度的大小和方向都相同，所以齿条齿廓上各点的压力角都相同，且等于齿廓的倾斜角，此角称为齿形角，标准值为 20° 。齿轮—齿条传动示意图如下图所示。

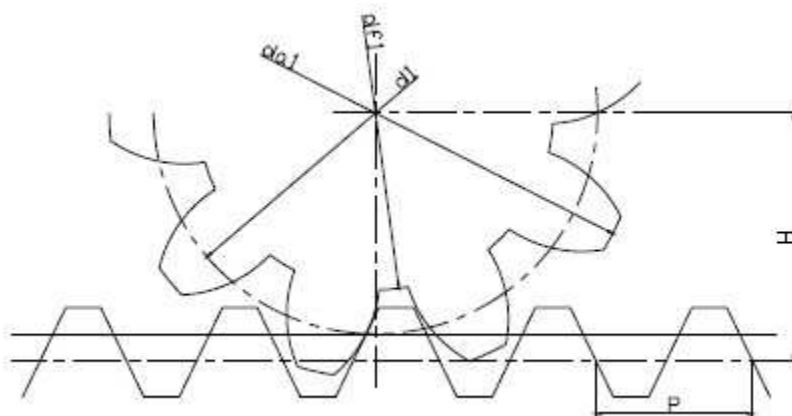


图 5-2 齿轮—齿条传动

探测头摆动速度为：摆幅为 2mm 时的摆动频率为 5Hz，则齿条的平均往复速度为：

$$v_{osc} = \frac{2}{1/5} = 10 \text{ mm/s} \quad (5-1)$$

选用齿轮—齿条的模数为 $m = 1.5 \text{ mm}$ ，在满足不发生根切的前提下可任意选定齿轮的齿数，这里选择 $Z = 20$ ，则齿轮的分度圆直径 d_0 为：

$$d_0 = mz = 1.5 \times 20 = 30 \text{ mm} \quad (5-2)$$

则对应齿条平均往复速度 v_{osc} 的齿轮平均转速为，

$$n = \frac{60v_{osc}}{\pi d_0} = \frac{60 \times 10}{3.14 \times 30} = 6.4 \text{ r/min} \quad (5-3)$$

除了“齿轮—齿条”啮合传动效率损失外，还需克服直线轴承的滑动摩擦力，但由于直线轴承的摩擦系数小于 0.05，所以此处忽略不计，而采用电机功率富裕的方式予以适当考虑，选用瑞士 Maxon 公司生产的直流伺服电机和直流伺服驱动器配套使用。

在导杆运动过程中，整个探测组件的重量完全由直线轴承承担，齿轮—齿条仅起到传动力的作用，所以导杆在运动过程中的阻力为直线轴承与导杆的摩擦力和探测组件与机架

间的摩擦力。

$$F = \mu F_N \quad (5-4)$$

式中: F ——阻力, N ;

μ ——摩擦因数, 取 0.05;

F_N ——支持力, N 。

$$F = \mu F_N = 0.05 \times 10 \times 9.8 = 4.9 N$$

则驱动齿轮的力矩 T 为,

$$T = F \cdot r = 4.9 \times 30 / 2 = 73.5 mN \cdot m \quad (5-5)$$

则电机的计算功率 P 为,

$$P = \frac{T \cdot n}{9.55 \eta} \quad (5-6)$$

式中: n ——转速, r / \min

T ——转矩, $N \cdot m$

η ——传递效率;

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_n \quad (5-7)$$

式中: η_1 ——滚动轴承传递效率, 初取保守值 $\eta_1 = 0.5$

η_2 ——直线轴承传递效率, 初取保守值 $\eta_2 = 0.5$

η_3 ——齿轮—齿条传递效率, 初取保守值 $\eta_3 = 0.5$

η_4 ——电机输出轴与齿轮轴耦合效率, 初取保守值 $\eta_4 = 0.5$;

η_5 ——电机输出最大效率, 初取保守值 $\eta_5 = 0.5$ 。

将各数值带入式中, 得

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_n = 0.5 \times 0.5 \times 0.5 \times 0.5 \times 0.5 = 0.03125$$

$$P = \frac{T \cdot n}{9.55 \eta} = \frac{73.5 \times 10^{-3} \times 6.4}{9.55 \times 0.03125} = 1.58 W$$

5.2 探测头纵向调整机构设计

总体而言，探测头纵向调整机构采用“伺服电机+丝杠+螺母”传动方式，高低结构的主题部分是一个滑块，由伺服电机驱动“丝杠—螺母”中的丝杠，带动“螺母—滑块组件”在垂直方向上做上下运动。伺服电机竖直摆置，在其上部采用齿轮输出：为了增加整个纵向调节部分的刚度，提高探测头工作过程中的成形填充精度，在“丝杠—螺母”传动副的两侧各对称布置了一根固定不动的竖直导杆，并通过直线轴承配合以便在导向扶正的同时完成直线运动。为了解决滑块组件与电机的空间布置及其加工制造问题，特意在伺服电机输出齿轮与“丝杠—螺母”传动副动力输入齿轮之间加装一个“惰轮”，以增大伺服电机轴心线与丝杠轴心线之间的距离，从而减小了组件在丝杠的轴向布置的空间距离。

同样选用瑞士 Maxon 公司生产的直流伺服电动机和直流伺服驱动器配套使用，设计高度调节范围为 50mm，位置精度为 $\pm 0.5\text{mm}$ 。为了便于纵向调整机构的装配调节和维护保养，同样将其中的绝大多数零件封装在一个竖直扁盒里，并采用锂基润滑脂进行润滑。

5.2.1 滚珠丝杠的选择

旋转传动通常是将旋转运动变成直线运动，同时进行力和运动的传递，或者调整零件的相互位置。也有将直线运动变成旋转运动的。

根据螺纹副摩擦性质不同，可分为滑动螺旋、滚动螺旋和静压螺旋，各类螺旋传动的特点和应用见表 5.1。

表 5-1 各类螺旋传动的特定和应用

	滑动螺旋	滚动螺旋	静压螺旋
	<ol style="list-style-type: none"> 1. 摩擦阻力大, 传动效率低 (通常为 30%~40%) 2. 结构简单, 加工方便 3. 易于自锁 4. 运转平稳, 但低速或微调时可能出现爬行 5. 螺纹有侧向间隙, 反向时有空行程, 定位精度和轴向刚度较差 (为了提高定位精度, 必须采用消除机构) 6. 磨损快 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 摩擦阻力小, 传动效率高 (一般在 90%以上) 2. 结构复杂制造较难, 多由专业厂制造 3. 具有传动的可逆性 (可以把旋转运动变成直线运动, 又可以把直线运动), 为了避免旋转副受载逆转, 应设置防止你转的机构 4. 运动平稳, 起动平稳, 起动时无颤动, 低速时不爬行 5. 螺母与螺杆经调整预紧后, 可得到很高的定位精度 (达 $5\mu\text{m}$、300mm) 和重复定位精度 (可达 $1\sim 2\mu\text{m}$), 并可提高轴向刚度 6. 工作寿命长, 不易发生故 7. 抗冲击能力较差 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 摩擦阻力极小, 传递效率高 (可达 99%) 2. 螺母结构简单 3. 具有传动的可逆性, 必要时应设置防止逆转的机构 4. 工作稳定, 无爬行现象 5. 反向时无空行程, 定位精度高, 并有很高的轴向刚度 6. 磨损小, 寿命长 7. 需要一套压力稳定、温度很定过滤要求较高的供应系统
应用举例	金属切削机床进给、分度机构的传动螺旋, 摩擦压力机、千斤顶的传动螺旋	金属切削机床 (特别是加工中心、数控机床、精密机床)、测试机械、仪器的传动螺旋和调整螺旋, 升降、其中机构和汽车、拖拉机转向机构的传力螺旋, 飞机、导弹、船舶、铁路等自控系统的传动螺旋和传力螺旋	精密机床的进给、分度机构的传动螺旋

5.2.2 滚珠丝杠副的选用及其计算

螺杆和旋合螺母的螺纹滚道间置有适量的钢球, 当螺杆或螺母传动时, 钢球成为中间滚动体沿螺纹滚道滚动, 使螺杆和螺母的相对运动成为滚动摩擦, 提高了螺旋副的传动效率和传动精度。

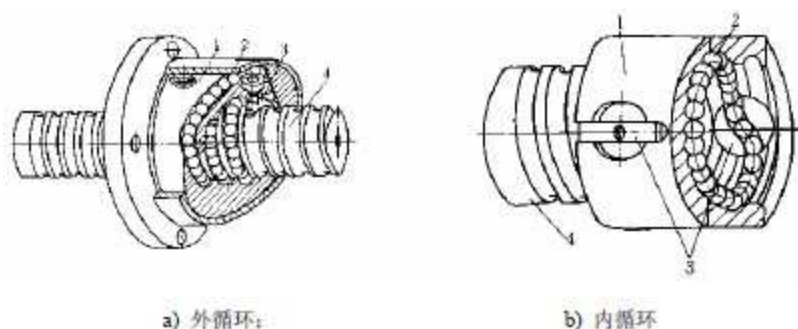


图 5-3 滚动螺旋传动的结构示意图

1-螺母；2-钢球；3-挡球器（图 a）、反相器（图 b）；4-螺杆。

多数滚动螺旋的螺母（或螺杆）上有钢球返回通道，与螺纹滚道形成闭合回路，使钢球在螺纹滚道内循环，如图 5.3 所示。

滚动螺旋传动在较高转速下工作时，应按寿命选择尺寸，并校核载荷是否超过其额定静载荷；低速工作时，应按寿命和额定静载荷两种方法确定其尺寸，选择其中较大的；静止状态或转速低于 10r/min 时，可以按额定静载荷选择尺寸。

(1) 选定滚动螺旋副的结构形式、确定公称直径和导程

结合焊接小车的工作特点，选择螺杆固定，螺母转动并作直线运动，如下图所示。



图 5-4 滚珠丝杠产品示意图

试选滚动丝杠的公称直径 $d_0 = 16\text{mm}$ ，公称导程 $P_h = 4\text{mm}$ ，钢球直径 $D_w = 2.381\text{mm}$

(2) 计算平均载荷

检测小车在工作时，载荷没有发生明显的变化，载荷始终为检测组件的重量。

$$F = mg = 10 \times 9.8 = 98N \quad (5-8)$$

(3) 计算平均转速

检测组件的纵向调整速度范围是 0~15mm/s，则丝杠的转速为

$$n = \frac{60v}{\pi d} = \frac{60 \times 15}{3.14 \times 16} = 17.9r / \min \quad (5-9)$$

检测过程中，探测头在高低位置上的运动也是匀速的，根据实际检测要求来决定探测头的纵向调整速度^[30]。因为低速工作时，按寿命和额定静载荷两种方法确定其尺寸，选择其中较大的。

(4) 静载荷条件计算

$$C_{oa} = f_{oa} \cdot i \cdot z \cdot D_w^2 \cdot \sin \alpha \quad (5-10a)$$

$$z = \frac{\pi d_0}{D_w} \quad (5-10b)$$

$$f_{oa} = \frac{27.74}{D_w \sqrt{(\rho_{11} + \rho_{21})(\rho_{12} + \rho_{22})}} \quad (5-10c)$$

$$\rho_{11} = \rho_{12} = \frac{2}{D_w} \quad (5-10d)$$

$$\rho_{21} = \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_w} \cdot (f_{rs} = \frac{r_s}{D_w}) \quad (5-10e)$$

$$\rho_{22} = \frac{\cos \alpha}{\frac{d_0}{2} - \frac{D_w}{2} \cos \alpha} \quad (5-10f)$$

式中： α ——接触角（°），即钢球的合力作用线盒螺旋副轴线垂直平面夹角；

D_w ——钢球直径（mm）；

z ——一圈螺纹滚道内的钢球数量，取整数；

i ——螺母的总工作圈数， $i = \text{圈数} \times \text{列数} = 2.5 \times 1 = 2.5$ ；

d_0 ——滚动螺旋副的公称直径（mm），即钢球中心圈直径；

f_{oa} ——基本额定静载荷特性值（MPa），与滚道的几何形状、材料性能等有关，

上列 f_{oa} 式是滚道硬度大于 650HV（或 57HRC）时得到的；

ρ_{11} 、 ρ_{12} 、 ρ_{21} 、 ρ_{22} ——接触点处钢球和滚道表面的主曲率（1/mm）。

由上述公式得，

$$z = \frac{\pi d_0}{D_w} = \frac{\pi \times 16}{2.381} = 21.1 \quad , \text{取 } z=21$$

将各值代入式（5-10a）中，得

$$C_{oa} = f_{oa} \cdot i \cdot z \cdot D_w^2 \cdot \sin \alpha = 14100N$$

静载荷条件，

$$C_{oa} \geq K_F \cdot K_H' \cdot F \quad (5-11)$$

式中： K_F ——载荷系数， $K_F = 1.0$ ；

K_H' ——硬度影响系数， $K_H' = 1.0$ （硬度 HRC>58）。

$$K_F \cdot K_H' \cdot F = 1.0 \times 1.0 \times 98 = 98N$$

所以得到 $C_{oa} \geq K_F \cdot K_H' \cdot F$ ，满足静载荷条件。

(5) 寿命计算

① 基本额定动载荷

$$C_a = f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0.7} \cdot z^{2/3} D_w^{1.8} \cdot \tan \alpha \quad (5-12)$$

查得， $C_a = 6300N$ 。

② 寿命系数

$$K_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5-13)$$

式中, L_h ——工作寿命 (h), 取 15000 h。

$$K_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{15000}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 3.11$$

③ 转速系数

$$K_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (5-14)$$

将转速 n 带入计算得

$$K_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33.3}{17.9}\right)^{\frac{1}{3}} = 1.23$$

④ 寿命条件

$$C_a \geq \frac{K_H}{K_n} K_F K_H K_l F \quad (5-15)$$

式中, F ——轴向载荷, N;

K_F ——载荷系数, $K_F = 1.0$;

K_H ——硬度影响系数, $K_H = 1.0$;

K_l ——短行程系数, $K_l = 1.3$ 。

$$\frac{K_H}{K_n} K_F K_H K_l F = \frac{3.11}{1.23} \times 1.0 \times 1.0 \times 1.3 \times 98 = 323.1N$$

因为 $C_a > 323.1N$, 所以满足寿命条件。

5.2.3 电机设计计算

(1) 外加载荷产生得摩擦力矩

$$T_F = \frac{FP_h}{2\pi} \times 10^{-3} \quad (5-16)$$

式中, F ——载荷, $F = 10 \times 9.8 = 98N$;

P_h ——公称导程, $P_h = 4mm$ 。

$$T_F = \frac{FP_h}{2\pi} \times 10^{-3} = \frac{98 \times 4}{2 \times \pi} \times 10^{-3} = 0.062 N \cdot m$$

(2) 计算功率

$$P_w = \frac{T_F \eta_w}{9.55 \cdot n_w} (W) \quad (5-17)$$

式中, n_w ——工作机转速, r/min;

η_w ——工作机效率, 滚珠丝杠传递效率 $\eta = 0.9$ 。

将数值带入式中, 得

$$P_w = \frac{T_F n_w}{9.55 \cdot \eta_w} = \frac{0.062 \times 17.9}{9.55 \times 0.9} = 0.129 W$$

(3) 驱动电机最小额定功率计算

实际工作中, 电机所需的功率 P_0 由工作端实际所需要的功率和传动方案的总效率共同决定,

$$P_0 = \frac{P_w}{\eta} \quad (5-18)$$

式中, η 为由电机至工作机的总传动效率, 应为组成传动装置的各个运动副效率的连乘积, 即,

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_n \quad (5-19)$$

式中, η_1 ——一对滚动轴承的传动效率, 初取保守值 $\eta_1 = 0.90$, 实际传动效率大于该值(下同);

η_2 ——一对直线轴承传动效率, 初取保守值 $\eta_2 = 0.90$;

η_3 ——齿轮传动效率, 初取保守值 $\eta_3 = 0.50$;

η_4 ——电动机最大效率(在额定电压下输出功率与输入功率的最大值), 初取保守值 $\eta_4 = 0.50$ 。

将数值带入到式中，得

$$P_0 = \frac{P_w}{\eta} = \frac{0.129}{0.9 \times 0.9 \times 0.9 \times 0.5 \times 0.5 \times 0.5} = 1.42$$

电机的额定功率 P_m 通常按下式计算

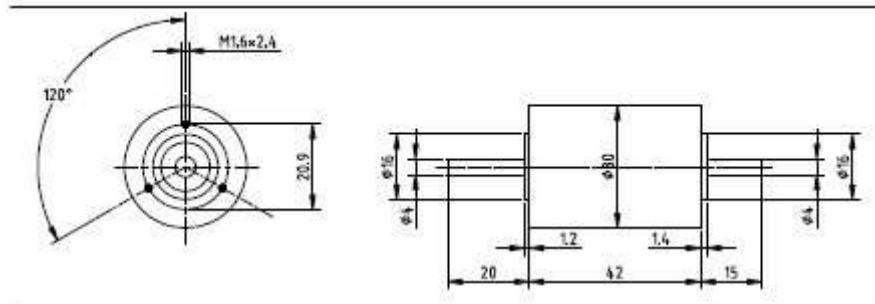
$$P_m = (1 \sim 1.3) P_0 \quad (5-20)$$

令 $P_m = 1.3P_0$ ，则

$$P_m = 1.3 \times 1.42 = 1.846$$

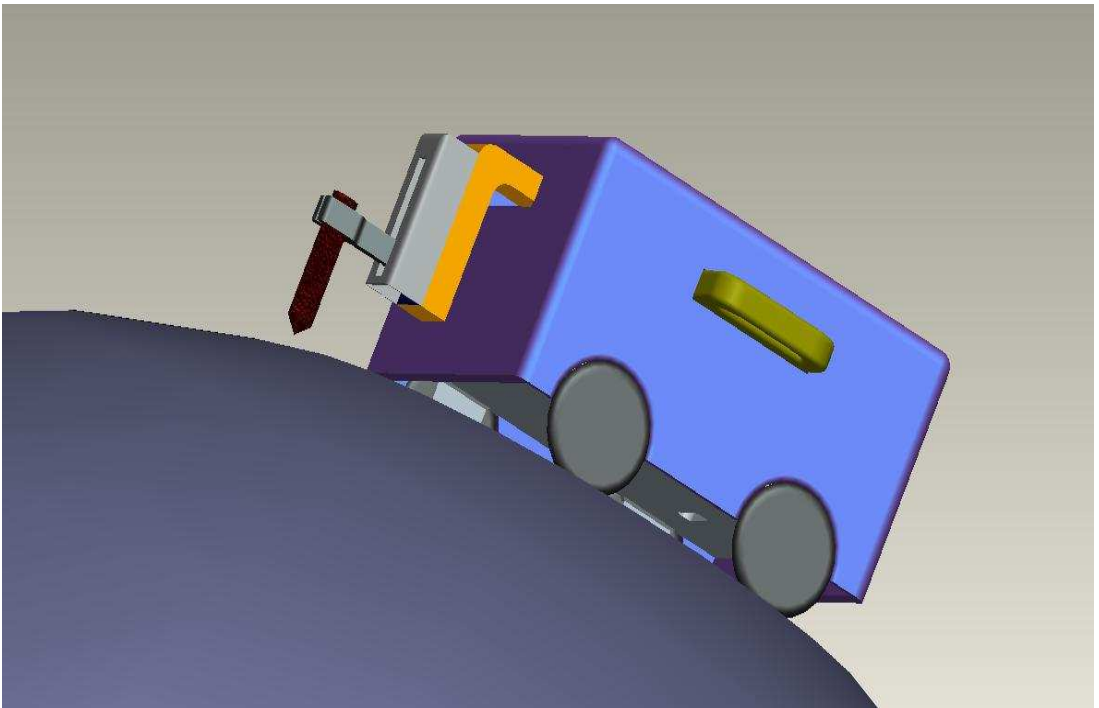
综合探测头横向摆动机构设计电机选型设计，探测头纵向调整机构中电机所需要的功率大于横向摆动机构中电机所需要的功率^[31]。便于管理维修等因素，探测头横向摆动和纵向调整机构选用同一型号的电机。初步选用 Maxon 公司的 EC 系列电机，具体型号为：EC-max30 ϕ 30mm，无刷，40Watt 电机，其相关参数见表 5-2-2 所示。

表 5-2 Maxon EC-max 30 $\phi 30\text{mm}$ 电机参数

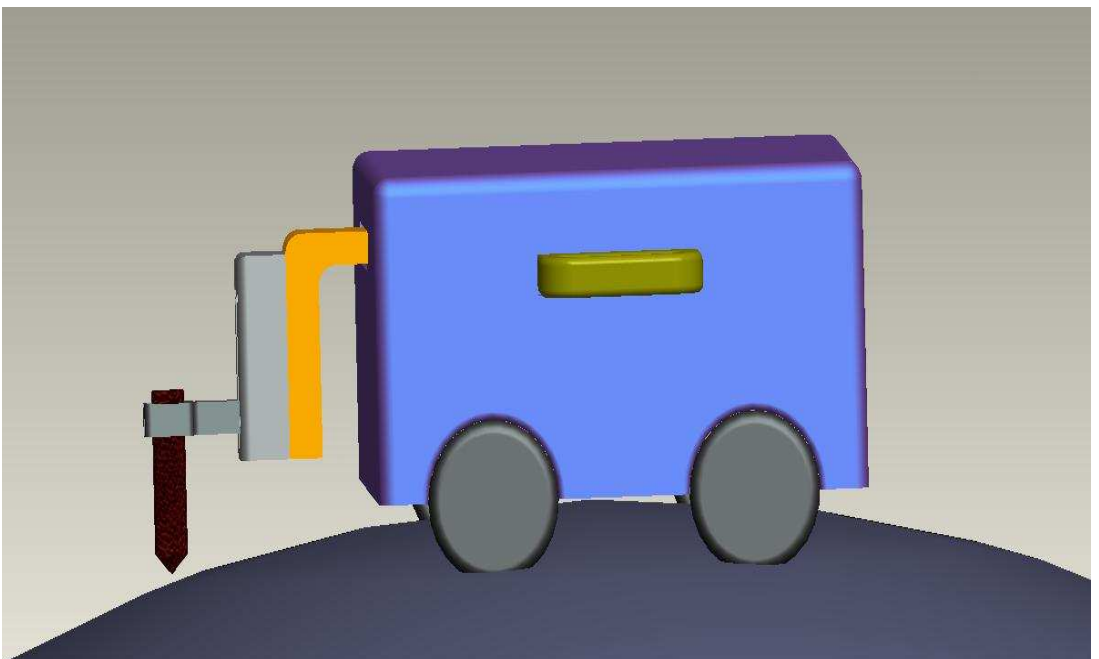
	
额定电压下数值	Maxon EC 40 $\phi 40\text{mm}$ (订货号: 118898)
额定电压, V	48
空载转速, rpm	9270
空载电流, mA	55.9
额定转速, rpm	7190
额定转矩(最大连续转矩), mN·m	34
额定电流(最大连续电流), A	0.743
堵转转矩, mN·m	157
堵转电流, A	3.24
最大效率, %	76
相间电阻, Ω	14.8
相间电感, mH	1.24
转矩常数, mN·m/A	48.6
速度常数, rpm/V	197
速度/转矩常数, rpm/(mN·m)	59.9
机械时间常数, ms	6.90
转子惯量, $\text{g}\cdot\text{cm}^2$	11
电机质量, g	165

设计完成后, 再将各部分尺寸设计好, 先用 CAD 软件将机器人的装配图及零件图画好, 再用三维软件将其画成三维图, 各个方位的截图如下所示。

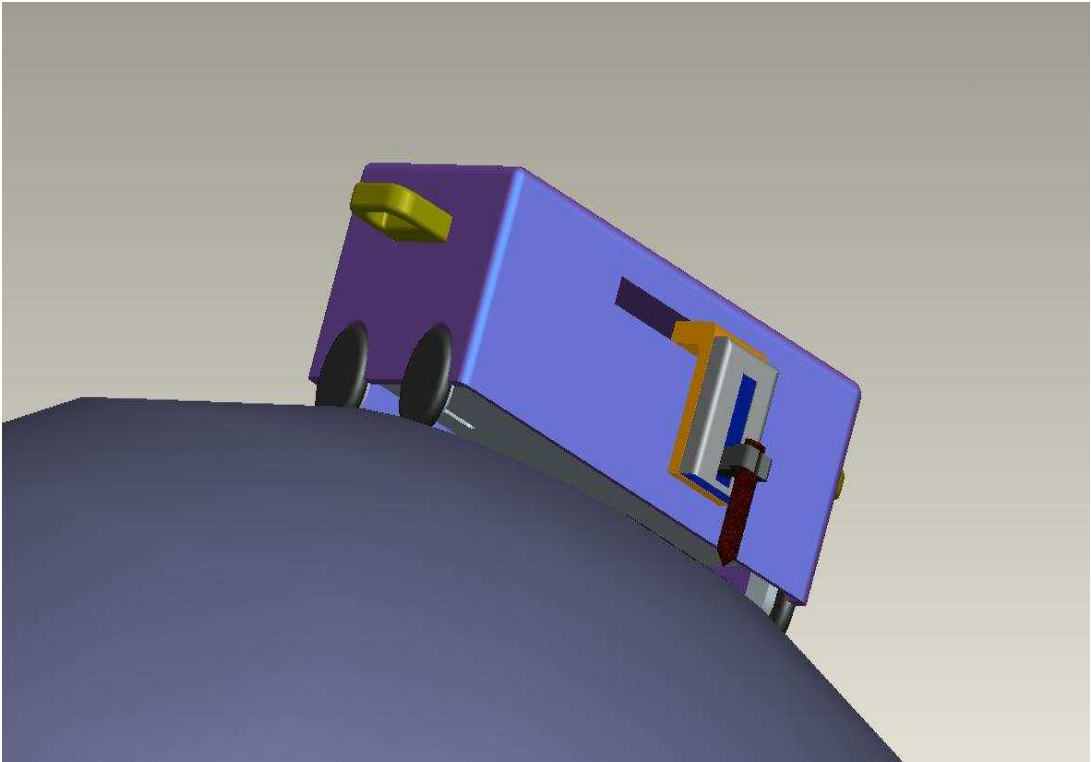
(1) 小车侧面爬行图



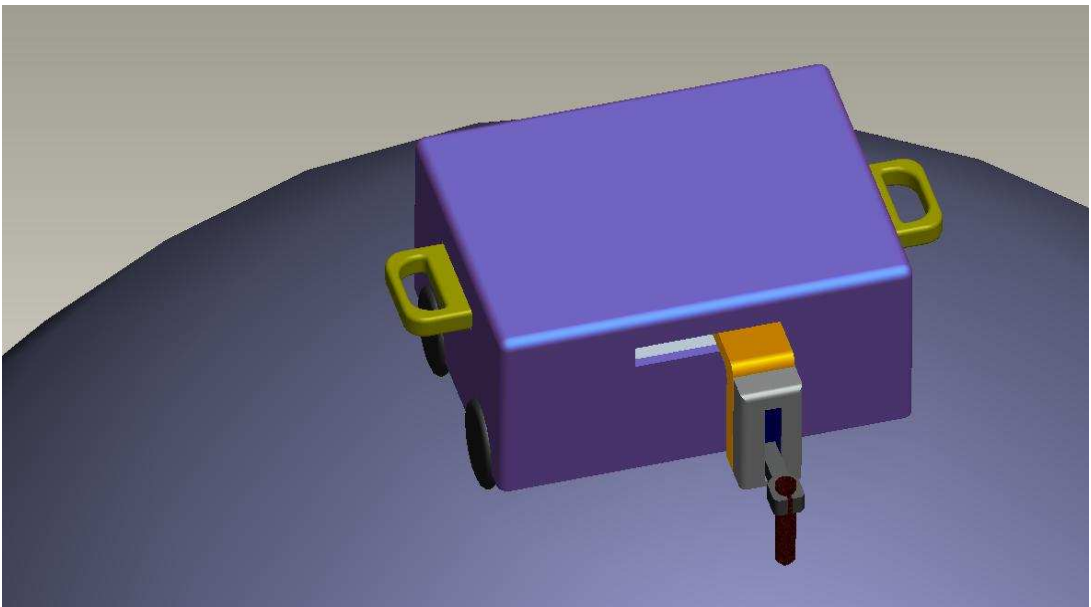
(2) 小车正面视图



(3) 小车探测头方位视图



(4) 小车俯视图



像上面所展示的这样，球罐检测机器人行走机构由我们设计选择的四个高磁性磁轮做行走轮，箱体两边设计有把手，便于安装，前方的探测头由摆动机构控制。各个方位在上面均有展示。

第六章 技术经济分析报告

6.1 经济效益分析

球罐在石油化工等领域一直得到广泛的应用，主要用来盛放的多是有毒、易燃介质，因此检测工作必不可少。最早人们的检测方法是从肉眼观测开始的，但是逐渐发现对一些微小的裂纹我们是用肉眼无法观察到的。随着科学技术的发展，经济水平的不断提高，人们开始研发出更加有效地检测方法。近几年来，随着微电子技术、传感技术等的大力发展，应用机器人来代替人工的技术得到了很大的发展，成功解决了人工劳动强度大、工作环境恶劣、对检测技术要去高、检测不方便、难以保证球罐环境及检测精度等缺点。

应用机器人进行球罐检测有很多优点，比如机器人检测到得信息会通过远程传输出图像，效果很清晰，使人们对球罐的一些问题会了解的很清楚；由于机器人具有自动控制系统，其在球罐上的运行完全属于自动化，减少了一些不必要的问题；机器人进行检测更加方便快捷，提高了检测质量，降低了检测误差。

检测机器人是以磁轮为主的柔性磁轮行走机构，是具有自动实时跟踪检测等功能的智能检测设备，摆脱了导轨的约束，解决了自检测的问题。现在国内还没有技术非常成熟的球罐检测机器人，因此，在国内这个领域还有很大的潜力，自主研发的球罐检测机器人，拥有自己的知识产权，，可以降低劳动成本，提高劳动生产率，为我国在这项检测技术做出贡献。

6.2 前景分析

日本等一些发达国家早已将机器人引入到工业、石油化工甚至生活等一些领域，国内外机器人的发展非常迅速，人们都在研究用机器人代替人工进行工作，以解决一些问题。国内对一些在壁面爬行的机器人早有研究，早在 1966 年，大坂府立大学工学部任讲师西亮，利用电风扇进气侧低压空气产生的负压作为吸附力制作了一台垂直壁面移动机器人的原理样机。从此以后，日本许多著名的大学、制作所、公司纷纷投入力量广泛开展用于极限作业的壁面移动式机器人的研究工作。但像球罐这样的球形容器却少有研究。

因此，设计一种检测程度控制精度高，并且结构简单、造价低、运行费用尽量减少、操作方便的球罐检测机器人非常必要。从而促进应用机器人进行球罐检测这项先进工艺在我国有关行业的普及推广。

第七章 总结与展望

7.1 总结

机器人检测技术是现代工业中重要的技术,改善了人工的劳动条件,提高劳动生产率,稳定和提高了检测质量。机器人检测的精度高、稳定性好,提高了劳动效率,应用机器人进行检测也成为了检测技术中一个最为重要的领域。越来越多的领域都将引入机器人技术,尤其石油化工领域,由于储运工程大力发展的前提下,球罐检测机器人在工作中更具备广泛的推广价值。

通过对球罐检测机器人行走机构的设计,我首先对设计任务进行了初步的了解,通过查阅相关文献,我了解了可以用于球罐的各种检测技术,将机器人引入到球罐检测当中的各种优势;然后对整个行走机构设计有了一个初步的构想,确定采用柔性磁轮式行走机构的设计方案,其研制要点是设计柔性的四轮连接机构,保证四轮在任何情况下同时接触管道,使其工作稳定可靠。最后对电动机、减速器进行了选择,设计了齿轮、齿轮轴及键,并对其进行了校核。

在导师王中辉的指导下,我设计了球罐检测机器人行走机构,用AutoCAD绘出了行走机构的装配图,并对整个设计思想进行了全面的分析。特别感谢王老师对我的全程指导。

7.2 展望

随着我国国民经济的发展和工业自动化水平的不断提高,特别是加入WTO以来,许多生产企业为提高产品质量和生产效率,争取尽快和国际市场接轨,在市场竞争中争取主动权,对在生产中采用机器人的要求越来越强烈,对应用机器人的呼声也越来越高,为机器人市场的快速增长提供了一个良好的机会。球罐检测机器人的应用,不但改善了劳动环境、减轻劳动强度、提高生产效率,更主要原因是球罐检测机器人工作的稳定性和检测产品质量的一致性,这对于保证批量检测产品的质量至关重要。由于我国机器人技术发展的时间较短,无论是一般制造业还是汽车制造业,其机器人的使用密度都非常低,所拥有的机器人数量同工业发达国家的平均水平相比都还具有相当大的发展空间。

柔性磁轮式行走机构,通过光电跟踪传感器及跟踪调节执行机构,使爬行机构能直接于球罐表面上行走,从而彻底摆脱导轨及其限制,真正实现球罐的全面检测及其自动跟踪。

参 考 文 献

- [1] 陈军, 邓宗全, 姜生元.管内机器人检测系统设计的关键技术[J].哈尔滨工业大学学报,2008,40 (11): 1741~1745
- [2] 曾永忠.声发射技术在球罐检测中的应用[J].广东化工,2005,3839
- [3] 单志军,付文,杨欣军,肖全红.在役球罐焊缝微裂纹检测方法探讨[J].无损探伤,2005,43-44
- [4] 杨晓月,白素平,阎钰锋.管道机器人检测系统研究[J].长春理工大学学报,2005,28(4):27~29
- [5] 王清.钢制球罐焊接质量分析与裂纹控制[J].化肥设计,2004,42(1):34~36
- [6] 罗雄彪,陈铁群.超声无损检测的发展趋势[J].华南理工大学机械工程学院学报, 2005, 34
- [7] XU Xiao-yun,YAN Guo-zheng,YAN Bo.research on a New-style Pipeline Inspection Robot System[J].Journal of Donghua University.2004,93-97
- [8] 蒋新松.国外机器人的发展及我们的对策研究[J].机器人, 1987, 1 (1): 59~61
- [9] 唐新华.焊接机器人的现状及发展趋势(一)[J].电焊机, 200636 (3): 1~2
- [10] 吴善强.低噪声负压吸附爬壁机器人系统的研究[D]:[工学博士学位论文].哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007
- [11] 付继连.铁路货车中梁机器人焊接应用研究[D]: [工程硕士学位论文].哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2005
- [12] 薛龙, 李明利, 蒋力培, 焦向东, 马宏泽, 孙振国, 王军波.磁吸式柔性机构的设计[J].现代机械, 2001,84~85
- [13] 马培荪, 陈佳品, 俞翔.油管容积检测用爬壁机器人的研制[J].上海交通大学学报, 1996, 30 (11): 160~161
- [14] 何雪明, 丁毅, 朱明波.真空吸附式爬壁机器人设计[J].西北轻工业学院学报, 1997, 15 (4): 18~20
- [15] Li Qinglin.Development of welding technique for petrochemical industry in China[J].China Welding,1994,3(2):131~137
- [16] Siemens SIMATIC S7-200.Programmable controller system manual[S]
- [17] 蒋力培,焦向东,薛龙,李明利.大型钢制球罐的高效自动焊关键技术研究[R], 机械工程学报,2003,39(8):146-147
- [18] [J]SUZUMORI K, MIYAGAWA T, KIMURA M, et al. Mi—cro inspection robot for 1-in pipes[J]. IEEE/VASME Transactions on Mechatronics, 1999, 4(3): 286~292.
- [19] ROH S G, CHOI H. Strategy for navigation inside pipe—lines with

- differential-drive inpipe robot[C] // Proceed—ings of the 2002 IEEE International Conference on Ro—botics and Automation. Washington, DC: [s. n.], 2002: 2575~2580.
- [20] CHOI H R, RYEW S M. Robotic System with ActiveSteering Capability for Internal Inspection of Urban Gas Pipelines[J]. Mechatronics, 2002, 16(12): 713-736.
- [21] 杨利华, 薛龙, 李明利.基于s-7-200的磁吸式行走机构的PWM控制[J].低压器,2004,30~31
- [22] 薛龙,姚斌,李明利.球罐焊接机器人行走机构的磁轮研制[J]. 新技术新工艺, 2002, 33~40
- [23] 蒋力培,焦向东,薛龙,马宏泽,李明利. 磁吸式智能焊接机器人的研究[R]. 焊接技术, 2000,20~26
- [24] 焦向东,蒋力培,薛龙,陈强,孙振国,王军波. 球罐全位置焊接机器人智能控制系统[R].焊接学报,2000:15~20
- [25] 王季轶, 曲家骐. 执行电动机[M].北京: 机械工业出版社, 1997,123~124
- [26] 陈隆昌, 阎治安, 刘新正. 控制电机[M]. 第三版. 西安:西安电子科技大学出版社,2000,234~238
- [27] 王鉴光. 电机控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994,146~149
- [28] 张运川.球形储罐自动化焊接技术的进展.压力容器, 1997,49~56
- [29] Kagubide Sato eds.Inspection robot for tank wall in nuclear power plant.International Conference on Advanced Robot,1987.177~180
- [30] 郭建业.单片机模糊控制逆变焊机的研究[J],焊接技术, 2000,26
- [31] M.Bready and R.Paul,eds.Robotics Research.1984

致 谢

在本次设计完成之时，我在北京石油化工学院的大学生活和学习也即将画上了一个句号。四年的时间转眼即逝，回想起来却使我受益匪浅。大学使我从一个不懂事的孩子渐渐成熟起来，慢慢学会了把握自己、接近社会和感悟人生。这是我人生中最难忘的一段经历。在这四年里，我遇到了好多给我们帮助和教导的老师，各位老师无论是在学习还是生活上都给过我们很大的帮助，他们不仅教给了我很多专业知识，更让我明白做人处事的道理，他们的精神和品质深深地影响了我，在此我对各位老师表示衷心的感谢！

在本次论文中，王中辉老师给了我很多的指导，王老师一向教学严谨，具有严格科学的治学态度和实事求是的研究作风。当我遇到难题时王老师总会耐心教导，反复讲演，直到我真的明白为止。记得在开始设计之前，我对自己的题目一点都不理解，因为没有见过机器人所以无法想象机器人的形态，王老师就带我去看了他们设计过的焊接机器人，因此，我对机器人有了一个大致的认识，设计起来也就有思路了。当我在公司实习期间，王老师总会通过电话通知我关于毕业设计的东西。在设计中王老师给过我很多意见和建议都起到了旁征博引的作用，对我整个论文的完成起到了很大的作用。在此，我要非常感谢王老师，感谢王老师对我的教导和关心。

在本次设计中，我体会到完成一项设计真的不是件简单的事，不仅要去查阅很多文献还要去自己构思设计，一定要用心不能有一点马虎，每一步都要走稳走对。在遇到不懂不会的问题时我会及时去图书馆查阅相关手册，遇到解决不了的问题我回去找我的导师王老师帮忙。这次最大的收获是真的用心去设计了一样东西，设计过程都是一步步下来的，最后能够完成一篇完整的论文。在设计过程中化工大学的博士生罗雨给过我很多的帮助，在我遇到什么难题他总会及时伸出援助之手，使问题迎刃而解。在此，我非常感谢他在此设计期间对我的帮助和教导。

毕业设计是大学四年来准备的一次大练兵，既是对四年学习生活的总结，也是对即将步入社会上工作岗位的我们的一种锻炼，培养了我们独立思考、自己动手、综合运用和突破难题的能力。非常感谢学校在即将毕业之时给我们这次学习的机会，从而锻炼了自己的能力。在学校同学之间一起开心的学习生活，之间给予过很大的帮助，在此，我要感谢所有的同学，谢谢你们的帮助和支持。

最后，还要感谢评审组的老师在百忙之中评阅我的论文，谢谢！

声 明

本人郑重声明:所呈交的学位论文(毕业设计说明书),是本人在导师指导下,独立进行研究(设计)工作的总结。尽我所知,除文中已经注明引用的内容外,本学位论文的研究成果不包含任何他人享有著作权的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体,均已在文中以明确方式标明。

签名: 日期: 年 月 日